

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« ____ » _____ 2017 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

Проект гибридной ПГУ-КЭС 1000 МВт на бородинском угле

Пояснительная записка

Руководитель

подпись, дата

профессор, д.т.н.

должность, ученая степень

Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

Выпускник

подпись, дата

М.Г. Лебедь

инициалы, фамилия

Технический контроль

подпись, дата

С.А. Михайленко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

подпись, дата

П.В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Красноярск 2017

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1 Обоснование технического решения	8
1.1 Общие положения	8
1.2 Разработка ПТС гибридной ПГУ	10
2 Расчет газификатора твердого топлива	12
3 Расчетная часть.....	23
3.1 Тепловой расчет ГТУ.....	23
3.1.1 Определение параметров процесса сжатия воздуха в компрессоре	24
3.1.2 Определение параметров газа после камеры сгорания	27
3.1.3 Определение параметров процесса расширения газа в турбине.....	31
3.1.4 Учет охлаждения турбины ГТУ	37
3.2 Расчет дожимного компрессора	40
3.3 Расчет трехконтурного котла-утилизатора	41
3.3.1 Исходные данные	41
3.3.2 Тепловой расчет котла-утилизатора	41
3.3.3 Конструкторский расчет котла-утилизатора.....	52
3.4 Укрупненный расчет паровой турбины.....	67
3.5 Конструкторский расчет воздушного котла.....	74
3.6 Расчет технико-экономических показателей работы ПГУ	84
4 Экономическая часть	86
4.1 Определение ежегодных издержек	86
4.2 Расчёт затрат на топливо	86
4.3 Расходы на оплату труда	87
4.4 Амортизационные отчисления	87
4.5 Расходы на ремонт основных средств	88
4.6 Прочие расходы.....	88
4.7 Расчёт себестоимости единицы электроэнергии	89
4.8 Расчёт показателей эффективности проекта	89
4.9 Оценка инвестиционного риска методом анализа чувствительности ..	92
5 Общая часть	94
5.1 Генеральный план	94
5.2 Компоновка главного корпуса	95
6 Экологическая часть	96
6.1 Общие положения	96
6.2 Влияние производства и электроустановок на окружающую среду	97
6.3 Уменьшение токсичности отработавших газов и шумности ГТУ.....	97
6.4 Расчет выбросов вредных веществ	99
Заключение	102
Список сокращений	103
Список использованных источников	104

ВВЕДЕНИЕ

Промышленное развитие энергетики началось с создания системы переменного тока (1886 г.), соответствующего оборудования для генерации электрической энергии, трансформации напряжения и переноса электроэнергии на значительные расстояния. Параллельно строились тепловые и гидравлические станции для производства электроэнергии. Сегодня та ТЭС подавляющее большинство генераторов электрического тока имеет турбинный привод. Паросиловые установки с паровыми турбинами производят до 80 % электроэнергии в Российской Федерации.

В конце XIX в. Густав Лаваль (Швеция) и Чарльз Парсонс (Англия) создали первые промышленные паровые турбины. Постоянно совершенствуя, их применяют и до настоящего времени, повышая параметры пара и единичную мощность паросиловых установок.

В начале XX в. были построены первые газотурбинные установки (ГТУ) П.Д. Кузьминским (в России), Штольце в Германии, Арменго и Лемалем во Франции. В 1939 г. швейцарская фирма «Браун-Бовери» создала первую энергетическую ГТУ, испытанную А. Стодолой.

Термодинамический цикл Ренкина – основа технологического процесса паротурбинных установок ТЭС. В начале XX века передовые установки этого типа работали с начальными параметрами пара 9 МПа и 535 °С, средняя температура подвода теплоты в цикл, эквивалентный циклу Карно, составляла 317 °С. В настоящее время большинство паросиловых установок имеют начальные параметры пара 24 МПа, 540 °С с промежуточным перегревом при 540 °С, а средняя температура подвода теплоты в цикл не превышает 400 °С. Невысокий темп роста этой температуры (70 °С за столетие) связан с технологическими сложностями и повышенными требованиями к конструкционным материалам при изготовлении котельного и турбинного оборудования, особенностями использования рабочего тела (водяного пара). Необходимо отметить, что для пара сравнительно просто решается задача снижения его средней температуры при отводе теплоты из цикла при соответствующей температуре циркуляционной воды.

Применение газа в газотурбинных энергетических установках (ГТУ) существенно упрощает задачу повышения средней температуры рабочего тела при подводе теплоты в цикле Брайтона. Вместе с тем значительно сложнее снизить температуру газа при отводе теплоты из цикла, которая имеет тенденцию к увеличению.

В истории энергетики можно заметить своеобразное «соревнование» между паровыми и газовыми установками и их термодинамическими циклами. Отсутствие соответствующих технологий в прошлом не позволяло использовать продукты сгорания в качестве рабочего тела, и водяной пар применялся как промежуточное рабочее тело. Параллельное развитие газовых и паровых циклов, однако, не привело к их антагонизму. Напротив, наметилась тенденция максимально использовать их положительные свойства, создав

комбинированную парогазовую установку. В ней теплота выходных газов ГТУ используется почти полностью в нижней паровой части объединенного цикла Брайтона-Ренкина, что значительно повышает экономичность ПГУ.

Опытные парогазовые установки появились в начале XX в. Их создание связано с именами П. Д. Кузьминского (Россия), Хольцварта, Шюле (Германия), А. Н. Ложкина (ЦКТИ, Россия) и специалистами фирмы «Браун-Бовери» (Швейцария).

В 60-х годах XX в. начался бурный рост и практическое осуществление целого ряда парогазовых установок (фирмы General Electric и Westinghaus, США, АБВ, Швейцария-Швеция, Siemens, Германия, Alstrom, Великобритания и др.) Мощность парогазовых установок составляет от 5 до 700 МВт при КПД производства электроэнергии в конденсационном режиме 50-60 %. Это единственные конденсационные ТЭС с такими высокими энергетическими показателями.

В парогазовых установках теплота подводится к рабочему телу (газу) при высокой температуре продуктов сгорания органического топлива, а отвод теплоты происходит в области низких температур конденсации водяного пара. В идеальном обратимом цикле Карно парогазовой установки изобарный процесс отвода теплоты в газовой части максимально приближен к изобарному процессу подвода теплоты к паровой части ПГУ. Определенный подбор количества рабочих тел и применение сверхкритического давления пара позволяют получить идеальный цикл газового и парового рабочих тел, соответствующий обратимому циклу Карно (рисунок 1).

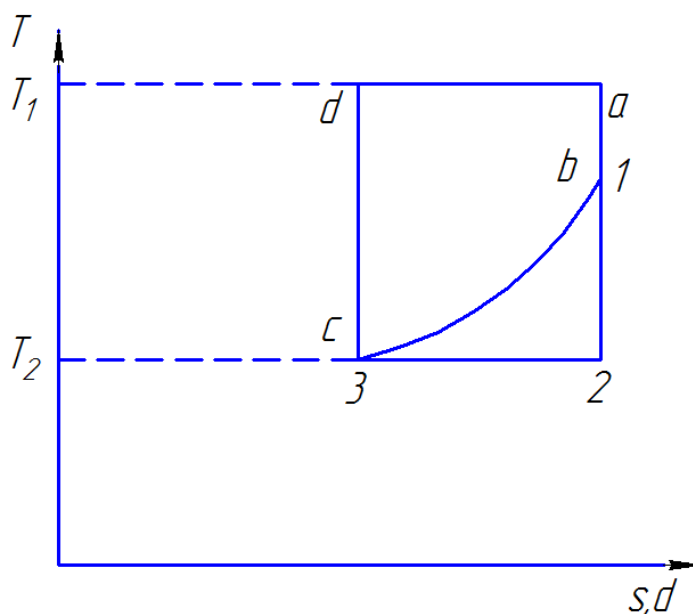


Рисунок 1 – Обратимый цикл Карно в координатах T - s , d двух рабочих тел (газ-водяной пар)

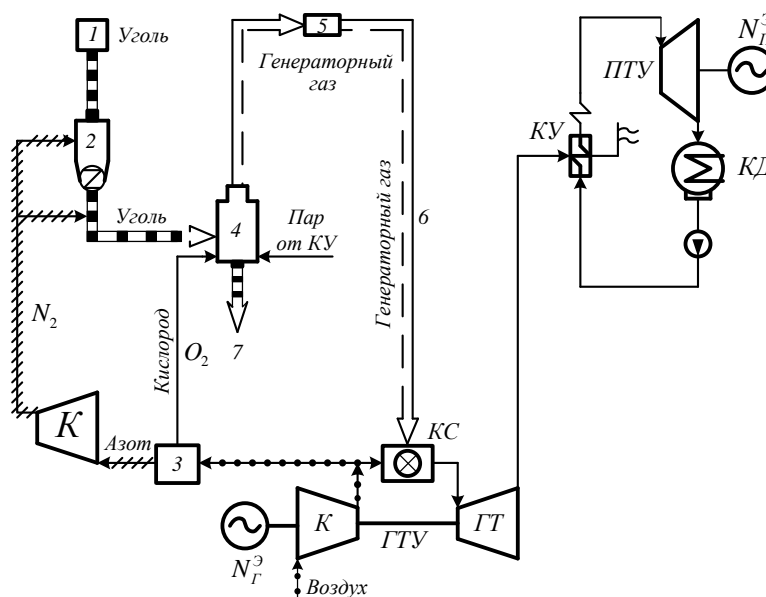
Термический КПД такого цикла зависит от температуры рабочего тела при подводе теплоты к газовой части ПГУ T_1 и отвода теплоты от ее паровой части T_2 :

$$\eta_t^{\text{ПГУ}} = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (1)$$

При температуре окружающей среды 15 °С и начальной температуре газов 1000 и 1400 °С предельное значение термического КПД ПГУ составит соответственно 77,4 и 82,8 %.

Реальные циклы ПГУ отличаются от идеальных рядом особенностей, среди которых можно отметить возрастание энтропии в процессах сжатия и расширения рабочих тел, возможность теплообмена лишь при наличии температурного напора, ограниченное число ступеней подвода теплоты к газовой части ПГУ и др.

В энергетике реализован ряд тепловых схем ПГУ, имеющих свои особенности и различия в технологическом процессе. Ниже рассмотрен пример простейшей тепловой схемы с внутрицикловой газификацией.



1 – прием топлива; 2 – бункер угля с питателем; 3 – установка разделения воздуха на кислород и азот; 4 – газогенератор на кислородно-паровом дутье; 5 – система очистки генераторного газа; 6 – синтетический (генераторный) газ; 7 – шлак.

Рисунок 2 – Принципиальная тепловая схема ПГУ с внутрицикловой газификацией угля

Интерес к технологии производства энергии в твердотопливном комбинированном цикле (ПГУ-ВЦГ) объясняется возможностью реализации

бинарного цикла на твердом топливе с высоким КПД (освоенный уровень 43-44 %, ожидаемый 50-55 %) с обеспечением жестких экологических требований. Перспективы развития ПГУ-ВЦГ связаны с достижением по этой технологии высоких околопредельных начальных температур цикла (1700-1750 °С).

Технология производства энергии в комбинированном твердотопливном цикле является относительно молодой. Первая в мире твердотопливная ПГУ Kellerman мощностью 170 МВт с четырьмя газогенераторами Lurgi, газовой турбиной на продуктах сгорания генераторного газа и паровой турбиной была пущена в Германии в 1972 г. и работала до 1991 г. (для сравнения: первая в мире угольная центральная электростанция мощностью 500 кВт была пущена в Нью-Йорке в 1882 г., вторая – мощностью 200 кВт в 1883 г. в Петербурге). Развитие ПГУ с внутрицикловой газификацией идет достаточно успешно и к началу XXI века перешло от демонстрационной стадии освоения к коммерческой. Первые ПГУ-ВЦГ современного типа – Buggenum (1994 г., газификатор Shell, $N = 253$ МВт, $\eta = 43$ %), Puertollano (1998 г., газификатор Prenflo, $N = 300$ МВт, $\eta = 42$ %) Интерес к этой технологии объясняется, прежде всего, способом решения экологических задач при сохранении известных преимуществ бинарного цикла и обусловлен несколькими факторами:

- 1) освоенность и наличие производства основных элементов технологической части (газогенератор, газоочистка) в родственных сферах;
- 2) наличие отработанного действующего энергетического оборудования на достигнутые термодинамические параметры, применяемые с высокой эффективностью в ПГУ на природном газе;
- 3) высокая адаптивность к работе на различных типах твердых топлив, в том числе низкосортных;
- 4) возможность достижения высокой температуры рабочего тела в камере сгорания ГТ – 1600-1700 °С при умеренных давлениях (3-10 МПа) против 600-700 °С (при 30-35 МПа) в ПТУ;
- 5) обеспечение жестких экологических требований, включая возможность организации эффективного улавливания CO₂.

По прогнозу компании “Siemens” мощность газовых турбин для работы на искусственных газах увеличивается с 8,1 ГВт в 2005 г. до 81-135 ГВт в 2020 г.

К недостаткам современного уровня развития технологии можно отнести многозвенность технологической части ПГУ-ВЦГ, высокие по сравнению с традиционным паротурбинным циклом требования к чистоте синтез-газа, сжигаемого в камере сгорания ГТ, ограничения по увеличению единичной мощности элементов технологической части (газогенератор), применение воздухоразделительной установки (ВРУ) и недостаточную адаптированность газогенератора к работе газовой турбины.

Решением перечисленных проблем является разработка гибридной ПГУ-ВЦГ с воздушным котлом в качестве источника недостающей тепловой мощности, вносимой в цикл с высоконагретым дутьевым и цикловым воздухом.

Строительство новой электростанции планируется произвести в г. Бирюсинске (Тайшетский район, Иркутская область). Цель – покрытие прогнозного дефицита мощности в регионе. Состав оборудования – 2 блока по 500 МВт [1, с. 21].

1 Обоснование технического решения

1.1 Общие положения

Основной тенденцией развития энергетики России служит внедрение комбинированного парогазового цикла, имеющего более высокую термодинамическую эффективность по сравнению с паросиловым. Энергетической Стратегией 2030 подразумевается постройка парогазовых установок с внутрицикловой газификацией угля. Основной проблемой данных установок служит пониженная по сравнению с газотопливными энергетическая эффективность и надежность. Указанные проблемы связаны с узлом получения рабочего тела из угля, эффективность которого не превышает 80%. При простейшей оценке это приводит к разнице КПД газотопливных и угольных ПГУ в 10-12% абс. Несмотря на указанные недостатки, установленная мощность ПГУ с внутрицикловой газификацией в мире достигла 4,2 ГВт. Особенностью работы действующих установок является работа газогенератора на техническом кислороде, что значительно увеличивает капитальные затраты. При замене кислорода воздухом расход синтез-газа повышается пропорционально снижению теплоты сгорания (~4 раз), что приводит к значительному росту металлоемкости системы получения и кондиционирования синтез-газа перед сжиганием. Рост металлоемкости установки за счет отказа от установки воздухоразделения дает незначительное снижение капитальных затрат. При этом эффективность получения синтез-газа, оцениваемая при помощи химического КПД η_x (химический КПД характеризует степень перехода теплоты сгорания исходного угля в теплоту сгорания получаемого синтез-газа), в случае парокислородной конверсии выше чем воздушной (80% против 72%). Указанной эффективности работа газогенератора на кислородном дутье достигает для кондиционных топлив, при ухудшении качества топлива η_x снижается до уровня воздушной. Поэтому для энергетического применения углей ухудшенного качества (бурые угли, лигниты и т.д.) наиболее подходящим является режим воздушной конверсии. Повышение эффективности ПГУ на основе воздушной конверсии возможно при реализации мероприятий, направленных на повышение химического КПД и уменьшения потребности ПГУ в синтез-газе, основными среди которых является:

- высокотемпературный нагрев воздушного дутья;
- снижение температуры на выходе из газогенератора;
- использование присадки технического кислорода;
- уменьшение потребности ПГУ в синтез-газе, за счет предварительного нагрева циклового воздуха.

Современную ПГУ-ВЦГ укрупненно можно представить в виде технологической (остров газификации) и энергетической части. В зависимости от типа окислителя применяемого для конверсии твердого топлива принято

подразделять на 2 типа – работающие на синтез-газе кислородной газификации (схема А) и на синтез-газе воздушной газификации (схема Б).

Режимы работы энергетической части с газогенератором на кислородном или воздушном дутье отличаются незначительно, поскольку в обеих схемах газовые турбины работают на газах с низшей теплотой сгорания, что обусловлено экологическими требованиями. Более бедные газы воздушной газификации обогащают тем или иным способом, а кислородной – разбавляют. Принципиальное отличие в работе этих схем сосредоточено в технологической части и проявляется себя в основном в процедурах и затратах на подготовку окислителя (ВРУ, воздушный компрессор) и на подачу синтез-газа в ГТ, а также в массогабаритных и стоимостных характеристиках узлов технологической части (ВРУ, газогенератор, система газоохлаждения и газоочистки). Тем не менее различие в эффективности обеих схем носит некардинальный характер и для действующего оборудования составляет по КПД нетто $\Delta\eta \approx 2 - 3 \%$ в пользу схемы А.

Основное количество ВЦГ спроектировано и работает на синтез-газе кислородной газификации. Для получения кислорода в промышленности используется способ криогенной низкотемпературной ректификации. При современном уровне развития технологий криогенный способ разделения воздуха является единственным, способным обеспечить единичную мощность установки более 3000 т/сут, необходимую для работы современных газогенераторов. Существенным ограничением криогенных ВРУ является высокая для энергетических приложений стоимость (до 15-17 % стоимости всей ПГУ с ВЦГ).

Хотя газификаторы и оборудование энергетической части ПГУ уже прошли успешную апробацию, но объединение их в едином цикле создает некоторые проблемы, приводящие к дополнительным тепловым и термодинамическим потерям и увеличению расхода энергии на собственные нужды. При использовании освоенных в химической промышленности технологий газификации с кислородным дутьем (двойного назначения) и низкотемпературной очисткой синтез-газа такие потери в сумме составляют до 16-20 %. Для уменьшения этих потерь целесообразно:

- снизить температуру синтез-газа на выходе из газификатора до 1000-1100 °С (при более низкой температуре в продуктах газификации сохраняются смолы, затрудняющие очистку генераторного газа и использование его тепла);
- очистить газ от соединений серы и направлять его в камеру сгорания ГТУ при повышенной температуре;
- перейти на воздушное дутье;
- замкнуть по возможности процессы охлаждения-нагрева воздуха и синтез-газа внутри острова газификации.

Сумма дополнительных потерь при этом может быть уменьшена до 10-12 %. Заметное снижение удельной стоимости и улучшение показателей системы

газификации и энергетической части может быть достигнуто при увеличении производительности и единичной мощности оборудования.

Использование высокотемпературного дутья было промышленно освоено в металлургическом производстве. Снижение температуры на выходе из газогенератора путем добавления свежего топлива промышленно освоено в газогенераторах разработки Conoco-Philips (бывший E-Gas) и MHI, а также на опытных установках в Китае (HCERI) и Японии. Оно позволяет отказаться от дорогостоящего радиационного газоохладителя, рециркуляции охлажденного газа или водяного квенчинга с одновременным решением проблемы шлакования конвективного газоохладителя. Использование технического кислорода в качестве присадки к дутью промышленно освоено на ТЭС Накозо в Японии. Уменьшению потребности в синтез-газе или разгрузке узла получения и кондиционирования синтез-газа были посвящены научноисследовательские работы мировых концернов и ведущих университетов. Основная идея состояла в предварительном нагреве воздуха перед камерой сгорания газовой турбины во внешнем теплообменнике и снижения или полного отказа за счет этого от потребности в топливном газе. В качестве топливного газа рассматривались продукты конверсии угля или присадка природного газа.

Параметры выбранного оборудования: ГТУ типа Mitsubishi 701F (данные по условиям ISO $N_e=305$ МВт, КПД нетто 39,5%), работающей вместе с трехконтурным котлом-утилизатором (ВД: $p=12,8$ МПа, СД: $p=3,8$ МПа, НД: $p=0,6$ МПа) и паровой турбиной конденсационного типа с промежуточным перегревом пара ($t=540^\circ\text{C}/555^\circ\text{C}$). Для нагрева дутьевого и циклового воздуха в схеме используется воздухонагреватель, представляющий конвективный пылеугольный котел с тремя контурами давления воздуха: дутьевой воздух для газогенератора ($p=3,5$ МПа), цикловый воздух ($p=1,8$ МПа) и низконапорный воздух ($p=2,5$ кПа) и КПД брутто 90%.

Газогенератор работает на стандартной пыли бурого угля Бородинского месторождения марки 2Б. Газифицирующий агент - высоконагретый воздух.

Для утилизации физической теплоты, выходящего из газогенератора синтез-газа, применяется конвективный водотрубный газоохладитель. Выбор такого способа охлаждения синтез-газа обусловлен достаточно низкой температурой синтез-газа (1100°C). Поверхности нагрева составляют мембранные спиральные трубы. Охлаждающей средой в них является питательная вода из контура высокого давления. Охлажденный синтез-газ поступает в систему газоочистки. В качестве системы газоочистки принята коммерчески освоенная схема холодной газоочистки, применяемая на действующих ПГУ с внутрицикловой газификацией.

1.2 Разработка ПТС гибридной ПГУ

Принципиальная тепловая схема (рисунок 1.1) включает в себя газотурбинную установку M701F4, газогенератор, котел-утилизатор П-132 с

газовым подогревателем конденсата, воздушный котел, и паровую турбину SST-3000 с промежуточным перегревом пара.

Синтез-газ охлаждается в газоводяном теплообменнике, производит перегретый пар и поступает в камеру сгорания ГТУ, где смешивается с воздухом, подаваемым из компрессора. Смесь воспламеняется и поступает в лопаточный аппарат газовой турбины. Выходные газы ГТУ поступают в котел-утилизатор, где большая часть их теплоты передается пароводяному рабочему телу.

Перегретый пар, выходящий из контура высокого давления КУ, смешивается с потоком пара из ГГ и подается к ЦВД ПТ. Пар контура среднего давления смешивается с потоком пара из ЦВД ПТ и идет на промежуточный перегрев КУ, затем направляется в ЦНД. Поток пара, вышедший из контура низкого давления, подается в газогенератор для нужд газификации твердого топлива.

Отработавший в ПТ пар конденсируется в конденсаторе ПТУ, конденсат деаэрируется и с помощью насоса подается обратно в КУ.

Принципиальное отличие тепловой схемы от традиционных ПГУ с ВЦГ и понятие «гибридная» заключаются в наличии высокотемпературного нагревателя воздуха для газогенератора и ГТУ, а также в подаче пара, что позволяет скорректировать состав синтез-газа под требование ГТУ и удвоить электрическую мощность без изменения мощности газогенератора.

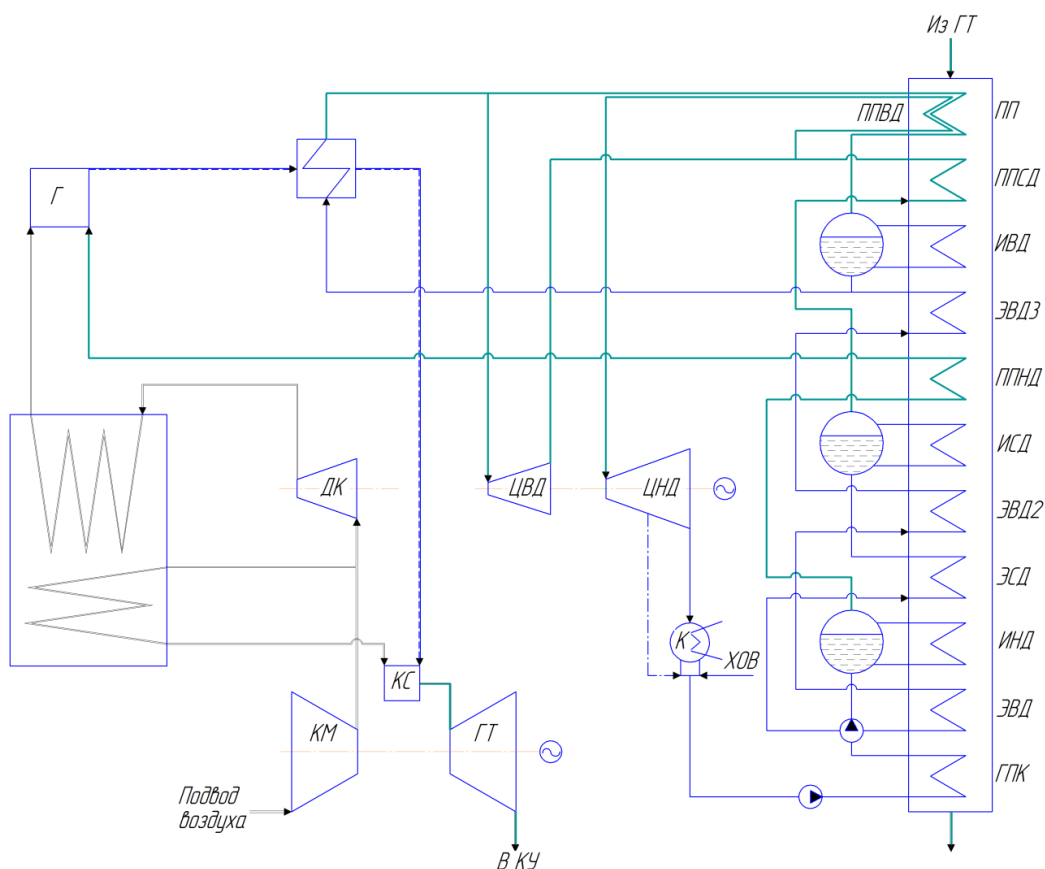


Рисунок 1.1 – Принципиальная тепловая схема гибридной ПГУ-500 МВт

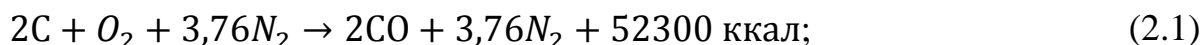
2 Расчет газификатора твердого топлива

Газификации подвергается Бородинский бурый уголь марки Б2, состав угля приведен в таблице 2.1. Схема газификации на рисунке 2.1.

Таблица 2.1 – Расчетные характеристики энергетического топлива

Наименование параметра	Значение
Месторождение	Бородинское
Марка	2Б, Р
Состав рабочей массы топлива, % (W_p)	33
Состав рабочей массы топлива, % (A_p)	7,4
Состав рабочей массы топлива, % (S_p)	0,2
Состав рабочей массы топлива, % (C_p)	42,6
Состав рабочей массы топлива, % (H_p)	3
Состав рабочей массы топлива, % (N_p)	0,6
Состав рабочей массы топлива, % (O_p)	13,2
Выход летучих, V_r , %	47
Теплота сгорания, $Q_{H,P}^P$, кДж/кг	15280
Коэффициент размолоспособности, $k_{ло}$	1,15
Температурные характеристики золы, °C, t_1	1180
Температурные характеристики золы, °C, t_2	1210
Температурные характеристики золы, °C, t_3	1230

Процесс газификации твердого топлива проходит при давлении выше атмосферного, высокой температуре и жидком шлакоудалении. Окислителем является кислород воздуха, который подается в газификатор после нагрева в воздушном котле, сжатия в дожимном компрессоре и компрессоре ГТУ. Пар отбирается из контура низкого давления котла-утилизатора с параметрами 0,6 МПа и температурой 288 °C. Основным горючим элементом является углерод топлива. Уравнения процесса в этом случае имеют вид:



Для соблюдения равенства экзотермического и эндотермического тепловых эффектов этих реакций на 2 кг-моль углерода, вступающего в реакцию с воздухом, должны вступить в реакцию с водяным паром $52300/31700=1,6498$ кг-моль углерода.

$$\%C_{пар} = \frac{1,6498}{2+1,6498} = 0,452; \quad (2.3)$$

$$\%C_{\text{возд}} = \frac{2}{2+1,6498} = 0,548. \quad (2.4)$$

В 1 кг угля содержится 0,426 кг углерода.
В реакцию с водяным паром вступит, кг,

$$\%C^p * \%C_{\text{пар}} = 0,426 * 0,452 = 0,1926. \quad (2.5)$$

Запишем реакцию и решим систему уравнений теплового и материального баланса, кг,

$$\%C^p * \%C_{\text{пар}} + m_1 H_2 O_{(\text{пар})} \rightarrow m_2 CO + m_3 H_2; \quad (2.6)$$

$$m_1 = \frac{\%C^p * \%C_{\text{пар}} * \mu_{H_2O}}{\mu_C} = \frac{0,1926 * 18}{12} = 0,2888; \quad (2.7)$$

$$m_2 = \frac{\%C^p * \%C_{\text{пар}} * \mu_{CO}}{\mu_C} = \frac{0,1926 * 28}{12} = 0,4493; \quad (2.8)$$

$$m_3 = \frac{\%C^p * \%C_{\text{пар}} * \mu_{H_2}}{\mu_C} = \frac{0,1926 * 2}{12} = 0,0321. \quad (2.9)$$

Проверка расчета, кг,

$$0,1926 \text{ кг } C + 0,2888 \text{ кг } H_2 O_{(\text{пар})} = 0,4814; \quad (2.10)$$

$$0,4493 \text{ кг } CO + 0,0321 \text{ кг } H_2 = 0,4814. \quad (2.11)$$

Стандартная молярная энтальпия, кДж/моль,

$$\Delta_f H^0(H_2 O_{(\text{пар})}) = -241,8; \quad (2.12)$$

$$\Delta_f H^0(CO) = 110,5. \quad (2.13)$$

Тепловой эффект реакции (эндотермическая), кДж,

$$\Delta H_{H_2 O_{(\text{пар})}} = \frac{\%C^p * \%C_{\text{пар}}}{\mu_C / 1000} * (\Delta_f H^0(H_2 O_{(\text{пар})}) + \Delta_f H^0(CO)), \quad (2.14)$$

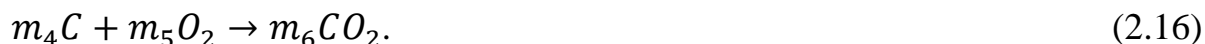
$$\Delta H_{H_2 O_{(\text{пар})}} = \frac{0,1926 \text{ кг } C}{0,012} * (-241,8 + 110,5) = -2106,9848.$$

Тепло внесенное в газификатор паром, кДж,

$$\Delta H_{\text{пар}} = m_1 H_2 O_{(\text{пар})} * h_0 = 0,2888 * 3037,088 = 877,2564. \quad (2.15)$$

где h_0 – энтальпия пара при P_0 и t_0 .

Рассматриваемый процесс автотермический (без подвода теплоты извне), поэтому для расплава минеральной части топлива необходимо поддерживать температуру в зоне горения 1500-2000°C, для этого необходимо часть углерода топлива окислить до диоксида углерода.



В первом приближении примем $m_4 = 0,0829$ кг, запишем реакцию и решим систему уравнений теплового и материального баланса, кг,



$$m_5 = \frac{m_4 * \mu O_2}{\mu C} = \frac{0,0829 * 32}{12} = 0,2211; \quad (2.18)$$

$$m_6 = \frac{m_4 * \mu CO_2}{\mu C} = \frac{0,0829 * 44}{12} = 0,304. \quad (2.19)$$

Проверка расчета

$$0,0829 \text{ кг } C + 0,2211 \text{ кг } O_2 = 0,304 \text{ кг } CO_2. \quad (2.20)$$

Стандартная молярная энтальпия, кДж/моль,

$$\Delta_f H^0(CO_2) = 393,5. \quad (2.21)$$

Тепловой эффект реакции (экзотермическая), кДж,

$$\Delta H_{CO_2} = \frac{m_4}{\mu C / 1000} * \Delta_f H^0(CO_2), \quad (2.22)$$

$$\Delta H_{CO_2} = \frac{0,0829 \text{ кг } C}{0,012} * (393,5) = 2718,7571.$$

Масса азота воздуха с учетом содержания кислорода в топливе, кг,

$$m_7 N_2 = (m_5 O_2 - \frac{O^p}{100}) * \frac{75}{23}, \quad (2.23)$$

$$m_7 N_2 = (0,2211 \text{ кг } O_2 - \frac{13,2}{100}) * \frac{75}{23} = 0,2905,$$

где 75% и 23% массовые доли азота и кислорода в воздухе.

Теоретический объем воздуха, м³/кг,

$$V_B^0 = 0,0889 * (C_p + 0,375 * S_p) + 0,265 * H_p - 0,0333 * O_p, \quad (2.24)$$

$$V_B^0 = 0,0889 * (42,6 + 0,375 * 0,2) + 0,265 * 3 - 0,0333 * 13,2 = 4,1492.$$

Энтальпия дутьевого воздуха, вносимого в газификатор, кДж/кг,

$$h_{дв2} = V_B^0 * \alpha_{\Gamma} * t_{дв2} * c_{дв2}, \quad (2.25)$$

$$h_{дв2} = 4,1492 * 0,32 * 900 * 1,4259 = 1703,9267,$$

где α_{Γ} – коэффициент избытка воздуха в газогенераторе,
 $t_{дв2}$ – температура дутьевого воздуха, °С,
 $c_{дв2}$ – теплоемкость дутьевого воздуха, кДж/(м³ * °С).

Тепло, внесенное в газификатор воздухом, кДж,

$$\Delta H_{CO_2 \text{возд}} = h_{дв2} * \left(m_5 O_2 - \frac{O_p}{100} + m_7 N_2 \right), \quad (2.26)$$

$$\Delta H_{CO_2 \text{возд}} = 1703,9267 * \left(0,2211 \text{кг} O_2 - \frac{13,2}{100} + 0,2905 \text{кг} N_2 \right) = 646,8362.$$

Оставшуюся часть углерода окислим до монооксида углерода, кг,

$$m_8 2C + m_9 O_2 \rightarrow m_{10} 2CO, \quad (2.27)$$

$$m_8 = \%C^p - \%C^p * \%C_{\text{пар}} - m_4 C, \quad (2.28)$$

$$m_8 = 0,426 \text{кг} C - 0,1926 \text{кг} C - 0,0829 \text{кг} = 0,1505.$$

Запишем реакцию и решим систему уравнений теплового и материального баланса, кг,

$$m_8 + m_9 O_2 \rightarrow m_{10} 2CO; \quad (2.29)$$

$$m_9 = \frac{m_8 * \mu O_2}{\mu 2C}, \quad (2.30)$$

$$m_9 = \frac{0,1505 * 32}{24} = 0,2007;$$

$$m_{10} = \frac{m_8 * \mu 2CO}{\mu 2C}, \quad (2.31)$$

$$m_{10} = \frac{0,1505 \cdot 56}{24} = 0,3512.$$

Проверка расчета

$$0,1505 \text{ кг } 2C + 0,2007 \text{ кг } O_2 = 0,3512 \text{ кг } 2CO. \quad (2.32)$$

Стандартная молярная энтальпия, кДж/моль,

$$\Delta_f H^0(CO) = 110,5. \quad (2.33)$$

Тепловой эффект реакции (экзотермическая), кДж,

$$\Delta H_{CO} = \frac{m_8}{\mu C / 1000} * \Delta_f H^0(CO), \quad (2.34)$$

$$\Delta H_{CO} = \frac{0,1505 \text{ кг } C}{0,012} * (110,5) = 1386,082;$$

Масса азота воздуха, кг,

$$m_{11} N_2 = (m_9 O_2) * \frac{75}{23} = 0,2007 * \frac{75}{23} = 0,6545, \quad (2.35)$$

где 75% и 23% массовые доли азота и кислорода в воздухе.

Тепло внесенное в газификатор воздухом, кДж,

$$\Delta H_{CO \text{возд}} = h_{дв2} * (m_9 O_2 + m_{11} N_2), \quad (2.36)$$

$$\Delta H_{CO \text{возд}} = 1703,9267 * (0,2007 \text{ кг } O_2 + 0,6545 \text{ кг } N_2) = 1457,1215.$$

Расчет физической теплоты синтез-газа при $T_{\text{вых}} = 1100^\circ\text{C}$.

Таблица 2.2 – Теплоемкость элементов и соединений элементов

Температура, °С	100	500	600	700	800	900	1000	1100
Водород, Н ₂								
Теплоемкость, кДж/(кг*К)	14,46	14,68	14,8	14,94	15,1	15,29	15,49	15,71
Энтальпия, кДж/кг	5393	11346	12919	14534	16204	17937	19714	21564
Азот, N ₂								
Теплоемкость, кДж/(кг*К)	1,04	1,12	1,14	1,16	1,18	1,2	1,22	1,23
Энтальпия, кДж/кг	389	863	995	1131	1268	1408	1547	1688
Монооксид углерода, СО								
Теплоемкость, кДж/(кг*К)	1,05	1,13	1,16	1,18	1,2	1,22	1,23	1,24
Энтальпия, кДж/кг	390	876	1010	1148	1286	1426	1567	1707
Диоксид углерода, СО ₂								
Теплоемкость, кДж/(кг*К)	0,92	1,16	1,2	1,23	1,25	1,28	1,29	1,31
Энтальпия, кДж/кг	342	895	1044	1194	1344	1496	1647	1798

Для 1-ой реакции, кДж,

$$Q_{\text{физ.1100.Н}_2} = H_{\text{физ.1100.Н}_2} * \left(m_3 \text{Н}_2 + \frac{H^p}{100} \right), \quad (2.37)$$

$$Q_{\text{физ.1100.Н}_2} = 21563,2396 * \left(0,0321 + \frac{3}{100} \right) = 1338,9523;$$

$$Q1_{\text{физ.1100.СО}} = H_{\text{физ.1100.СО}} * m_2 \text{СО}, \quad (2.38)$$

$$Q1_{\text{физ.1100.СО}} = 1706,3095 * 0,4493 = 766,6771.$$

Для 2-ой реакции, кДж,

$$Q2_{\text{физ.1100.Н}_2} = H_{\text{физ.1100.Н}_2} * m_7 \text{Н}_2, \quad (2.39)$$

$$Q2_{\text{физ.1100.Н}_2} = 1687,0875 * 0,2905 = 490,1356;$$

$$Q_{\text{физ.1100.СО}_2} = H_{\text{физ.1100.СО}_2} * m_6 \text{СО}_2, \quad (2.40)$$

$$Q_{\text{физ.1100.CO}_2} = 1797,5591 * 0,304 = 546,4639.$$

Для 3-ей реакции, кДж,

$$Q3_{\text{физ.1100.N}_2} = H_{\text{физ.1100.N}_2} * m_{11}N_2, \quad (2.41)$$

$$Q3_{\text{физ.1100.N}_2} = 1687,0875 * 0,6545 = 1104,1235;$$

$$Q3_{\text{физ.1100.CO}} = H_{\text{физ.1100.CO}} * m_{10}2CO = 1706,3095 * 0,3512 = 599,2975. \quad (2.42)$$

Теплота жидкого шлака, кДж,

$$Q_{\text{физ.шлака}} = H_{\text{физ.шлака}} * \frac{A^p}{100} = 1800 * \frac{7,4}{100} = 133,2. \quad (2.43)$$

Баланс теплоты газификации, кДж,

$$\Delta Q = \Delta H_{\text{пар}} + \Delta H_{\text{CO}_2} + \Delta H_{\text{CO}_2\text{возд}} + \Delta H_{\text{CO}} + \Delta H_{\text{CO}\text{возд}} - \Delta H_{\text{H}_2\text{O(пар)}} - Q_{\text{физ.1100.H}_2} - Q1_{\text{физ.1100.CO}} - Q2_{\text{физ.1100.N}_2} - Q_{\text{физ.1100.CO}_2} - Q3_{\text{физ.1100.N}_2} - Q3_{\text{физ.1100.CO}} - Q_{\text{физ.шлака}}, \quad (2.44)$$

$$\Delta Q = 877,2564 + 2718,7571 + 646,8362 + 1386,082 + 1457,1215 - 2106,9848 - 1338,9523 - 766,6771 - 490,1356 - 546,4639 - 1104,1235 - 599,2975 - 133,2 = 0,2184.$$

Физическая теплота синтез-газа, кДж,

$$Q_{\text{физ.с-г.}} = Q_{\text{физ.1100.H}_2} + Q1_{\text{физ.1100.CO}} + Q2_{\text{физ.1100.N}_2} + Q_{\text{физ.1100.CO}_2} + Q3_{\text{физ.1100.N}_2} + Q3_{\text{физ.1100.CO}}, \quad (2.45)$$

$$Q_{\text{физ.с-г.}} = 1338,9523 + 766,6771 + 490,1356 + 546,4639 + 1104,1235 + 599,2975 = 4845,6501.$$

Количество синтез-газа с 1 кг угля, кг,

$$m_{12\text{с.г.}} = m_2 + m_3 + \frac{H^p}{100} + m_6 + m_7 + m_{10} + m_{11}, \quad (2.46)$$

$$m_{12\text{с.г.}} = 0,4493 + 0,0321 + \frac{3}{100} + 0,304 + 0,2905 + 0,3512 + 0,6545 = 2,1116.$$

Удельная энтальпия синтез-газа на выходе из газификатора, кДж/кг,

$$H_{1100.c-г} = \frac{Q_{\text{физ.с-г.}}}{m_{12\text{с.г.}}} = \frac{4845,6501}{2,1116} = 2294,7569. \quad (2.47)$$

Таблица 2.3 – Процентный состав синтез-газа

Компонент синтез-газа	Масса, кг	% содержание
Азот, N ₂	0,945	44,75
Монооксид углерода, CO	0,8005	37,91
Диоксид углерода, CO ₂	0,304	14,4
Водород, H ₂	0,0621	2,94
ИТОГО:	2,1116	100

где масса азота, кг,

$$m_{13}N_2 = m_7N_2 + m_{11}N_2 = 0,2905 + 0,6545 = 0,945, \quad (2.48)$$

масса монооксида углерода, кг,

$$m_{14}CO = 0,4493\text{кгCO} + 0,3512\text{кг}2CO = 0,8005; \quad (2.49)$$

масса водорода, кг,

$$m_{15}H_2 = 0,0321\text{кг}H_2 + \frac{H^p}{100} = 0,0321 + 0,03 = 0,0621; \quad (2.50)$$

содержание азота:

$$\%_{N_2.1\text{кг.угля}} = \frac{m_{13}N_2}{m_{12\text{с.г.}}} = \frac{0,945}{2,1116} = 0,4475; \quad (2.51)$$

содержание монооксида углерода:

$$\%_{CO.1\text{кг.угля}} = \frac{m_{14}CO}{m_{12\text{с.г.}}} = \frac{0,8005}{2,1116} = 0,3791; \quad (2.52)$$

содержание диоксида углерода:

$$\%_{CO_2.1\text{кг.угля}} = \frac{m_6CO_2}{m_{12\text{с.г.}}} = \frac{0,304}{2,1116} = 0,144; \quad (2.53)$$

содержание водорода:

$$\%_{H_2.1\text{кг.угля}} = \frac{m_{15}H_2}{m_{12\text{с.г.}}} = \frac{0,0621}{2,1116} = 0,0294. \quad (2.54)$$

Рассчитаем массы компонентов для 1 кг синтез-газа.

В первом приближении примем массу азота, кг,

$$m_{N_2.1\text{кг.с-г}} = 0,4475; \quad (2.55)$$

$$m_{CO.1\text{кг.с-г}} = \frac{m_{N_2.1\text{кг.с-г}} * \%CO_{1\text{кг.угля}}}{\%N_2.1\text{кг.угля}} = \frac{0,4475 * 0,3791}{0,4475} = 0,3791; \quad (2.56)$$

$$m_{CO_2.1\text{кг.с-г}} = \frac{m_{N_2.1\text{кг.с-г}} * \%CO_{2.1\text{кг.угля}}}{\%N_2.1\text{кг.угля}} = \frac{0,4475 * 0,144}{0,4475} = 0,144; \quad (2.57)$$

$$m_{H_2.1\text{кг.с-г}} = \frac{m_{N_2.1\text{кг.с-г}} * \%H_{2.1\text{кг.угля}}}{\%N_2.1\text{кг.угля}} = \frac{0,4475 * 0,0294}{0,4475} = 0,0294. \quad (2.58)$$

Проверка расчета, кг,

$$m_{N_2.1\text{кг.с-г}} + m_{CO.1\text{кг.с-г}} + m_{CO_2.1\text{кг.с-г}} + m_{H_2.1\text{кг.с-г}} = 0,4475 + 0,3791 + 0,144 + 0,0294 = 1. \quad (2.59)$$

Рассчитаем теплоту сгорания (теплотворную способность) 1 кг синтез-газа.

Стандартная молярная энтальпия, кДж/моль,

$$\Delta_f H^0(H_2O_{(\text{пар})}) = -241,8; \quad (2.60)$$

$$\Delta_f H^0(CO) = 110,5; \quad (2.61)$$

$$\Delta_f H^0(CO_2) = 393,5; \quad (2.62)$$

$$\Delta H_{CO_2.1\text{кг.с-г}} = \frac{m_{CO.1\text{кг.с-г}}}{\mu_{CO}/1000} * (\Delta_f H^0(CO_2) - \Delta_f H^0(CO)), \quad (2.63)$$

$$\Delta H_{CO_2.1\text{кг.с-г}} = \frac{0,3791}{0,028} * (393,5 - 110,5) = 3831,7564 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta H_{H_2.1\text{кг.с-г}} = \frac{m_{H_2.1\text{кг.с-г}}}{\mu_{H_2}/1000} * \Delta_f H^0(H_2O_{(\text{пар})}), \quad (2.64)$$

$$\Delta H_{H_2.1\text{кг.с-г}} = \frac{0,0294}{0,002} * 241,8 = 3555,1836 \text{ кДж/кг};$$

$$Q_{\text{н.с-г.}}^p = \Delta H_{CO_2.1\text{кг.с-г}} + \Delta H_{H_2.1\text{кг.с-г}}, \quad (2.65)$$

$$Q_{\text{н.с-г.}}^p = 3831,7564 + 3555,1836 = 7386,94 \text{ кДж/кг}.$$

Теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг синтез-газа.

Запишем реакцию и решим систему уравнений материального баланса, кг



$$m_{16} = \frac{0,3791 \text{ кг } C * \mu O_2}{\mu 2CO} = \frac{0,3791 * 32}{56} = 0,2166; \quad (2.67)$$

масса азота воздуха, кг,

$$m_{18} N_2 = (m_{16} O_2) * \frac{75}{23} = 0,2166 * \frac{75}{23} = 0,7064. \quad (2.68)$$

Запишем реакцию и решим систему уравнений материального баланса, кг,



$$m_{19} = \frac{0,0294 \text{ кг } 2H_2 * \mu O_2}{\mu 2H_2O} = \frac{0,0294 * 32}{4} = 0,2352; \quad (2.70)$$

масса азота воздуха, кг,

$$m_{21} N_2 = (m_{19} O_2) * \frac{75}{23} = 0,2352 * \frac{75}{23} = 0,7671. \quad (2.71)$$

$$L_0 = m_{16} O_2 + m_{18} N_2 + m_{19} O_2 + m_{21} N_2, \quad (2.72)$$

$$L_0 = 0,2166 + 0,7064 + 0,2352 + 0,7671 = 1,9254 \text{ кг/кг.}$$

Расход бородинского угля на газификатор, кг/с,

$$B_{\text{угля}}^{\text{гг}} = \frac{B_{\text{син-газ}}}{m_{12} \text{ с.г.}} = \frac{60,7729}{2,1116} = 28,7803, \quad (2.73)$$

где $B_{\text{син-газ}}$ – требуемый расход синтез-газа на камеру сгорания, кг/с, (см. п. 3.1.4).

Расход воздуха на газификатор, кг/с,

$$G_{\text{возд}}^{\text{гг}} = \left[(m_5 O_2 - \frac{O^p}{100}) + m_7 N_2 + m_9 O_2 + m_{11} N_2 \right] * B_{\text{угля}}^{\text{гг}}, \quad (2.74)$$

$$G_{\text{возд}}^{\text{гг}} = \left[\left(0,2211 - \frac{13,2}{100} \right) + 0,2905 + 0,2007 + 0,6545 \right] * 28,7803 = 35,537.$$

Плотность синтез-газа, кг/м³,

$$\rho_{\text{сг}} = 0,01 * (1,96 * CO_2 + 1,25 * N_2 + 1,25 * CO + 0,0899 * H_2), \quad (2.75)$$

$$\rho_{\text{сг}} = 0,01 * (1,96 * 14,3967 + 1,25 * 44,7513 + 1,25 * 37,9114 + 0,0899 * 2,9406) = 1,3181.$$

3 Расчетная часть

3.1 Тепловой расчет ГТУ

В качестве основного оборудования используется газовая турбина М701F4, которая представляет собой одновальную однокорпусную конструкцию. Вал турбокомпрессора двухопорный. Внешний силовой корпус, общий для компрессора и четырёхступенчатой турбины, состоит из четырех частей, основные параметры приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Параметры ГТУ

Тип ГТУ	$N_{\text{ГТУ}}$, МВт	η_e , %	ε_k
М701F4	324,3	0,3674	18

Характеристики газа указаны в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Характеристики газа

N_2 , %	CO , %	CO_2 , %	H_2 , %	$\rho_{\text{сг}}$, кг/м ³	$Q'_{\text{н}}$, кДж/м ³
44,75	37,91	14,4	2,94	1,3181	9736,7455

Исходные величины для расчета тепловой схемы ГТУ:

- температура газов перед турбиной $t_c=1256^\circ\text{C}$;
- температура воздуха перед компрессором $t_a=15^\circ\text{C}$;
- наибольшая допустимая температура металла лопаток турбины $t_w=850^\circ\text{C}$;
- число ступеней газовой турбины $z = 4$;
- коэффициент потерь давления $\lambda = 0,95$;
- коэффициент использования теплоты топлива в камере сгорания $\eta_{\text{КС}} = 0,995$;
- механический КПД турбины $\eta_{\text{М}} = 0,99$;
- КПД электрогенератора $\eta_{\text{ЭГ}} = 0,985$;
- изоэнтальпийный КПД турбины $\eta_{\text{Т}} = 0,88$;
- изоэнтальпийный КПД компрессора $\eta_{\text{К}} = 0,86$;
- коэффициент утечек $\alpha_y = 0,005$.

Принципиальная схема газотурбинной установки изображена на рисунке 3.1.

компрессоре с учетом потерь до параметров P_b и t_b ; ab'_1 – изоэнтропный процесс сжатия; b_1b_2 – процесс нагрева циклового воздуха в воздушном котле; отрезок b_2c – процесс подвода тепла в камере сгорания с увеличением температуры до t_c ; отрезок cd – реальный процесс расширения газа в турбине с учетом потерь до параметров P_d и t_d ; cd' – изоэнтропный процесс; отрезок da – условное замыкание цикла.

Температура воздуха перед компрессором (точка a), K ,

$$T_a = t_a + 273 = 15 + 273 = 288. \quad (3.1)$$

Теплоемкость воздуха при температуре t_a перед компрессором, $кДж/м^3$,

$$c_p^B(t_a) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_a) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 15) = 1,2884. \quad (3.2)$$

Теплоемкость воздуха при температуре $25^\circ C$, $кДж/м^3$,

$$c_p^B(25^\circ) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25) = 1,2896. \quad (3.3)$$

Энтальпии веществ определяются, как разность их значений при заданной температуре и при температуре $25^\circ C$ (стандартной температуре, при которой экспериментально определяются калориметрические параметры веществ).

Объемная энтальпия воздуха перед компрессором, $кДж/м^3$,

$$\begin{aligned} h'_a(t_a) &= c_p^B(t_a) \cdot t_a = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_a) \cdot t_a = \\ &= 1,2884 \cdot 15 = 19,326, \end{aligned} \quad (3.4)$$

$$\begin{aligned} h^B(25) &= c_p^B(25^\circ) \cdot 25^\circ = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25^\circ) \cdot 25^\circ = \\ &= 1,2896 \cdot 25 = 32,2401, \end{aligned}$$

$$h_a = h'_a(t_a) - h^B(25^\circ) = 19,326 - 32,2401 = -12,914.$$

В первом приближении принимаем значение показателя степени в процессе сжатия для воздуха $m_b=0,277$. Тогда температура воздуха за компрессором в первом приближении (точка $b1$, рисунок 3.2), $^\circ C$,

$$T_{b1} = T_a \left(1 + \frac{\varepsilon^{m_b} - 1}{\eta_k} \right) = 288 \left(1 + \frac{18^{0,277} - 1}{0,86} \right) = 698,8856, \quad (3.5)$$

$$t_{b1} = T_{b1} - 273 = 698,8856 - 273 = 425,8856. \quad (3.6)$$

Объемная теплоемкость воздуха при температуре t_{b1} за компрессором, кДж/м³,

$$\begin{aligned} c_p^B(t_{b1}) &= (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_{b1}) = \\ &= (1,2866 + 0,0001201 \cdot 425,8856) = 1,3377. \end{aligned} \quad (3.7)$$

Объемная энтальпия воздуха за компрессором в реальном процессе (точка $b1$), кДж/м³,

$$\begin{aligned} h_{b1} &= h'_{b1}(t_{b1}) - h^B(25^o) = c_p^B(t_{b1}) \cdot t_{b1} - c_p^B(25^o) \cdot 25^o = \\ &= 1,3377 \cdot 425,8856 - 32,2401 = 537,4879. \end{aligned} \quad (3.8)$$

Средняя объемная теплоемкость воздуха в процессе сжатия в компрессоре, кДж/(м³·град),

$$c_p^{B'} = \frac{h_{b1} - h_a}{t_{b1} - t_a} = \frac{537,4879 - (-12,914)}{425,8856 - 15} = 1,3396 \quad (3.9)$$

Средняя массовая теплоемкость воздуха в процессе сжатия в компрессоре, кДж/(кг·град),

$$c_p^B = c_p^{B'} / \rho_\epsilon = 1,3396 / 1,293 = 1,036, \quad (3.10)$$

где $\rho_\epsilon = 1,293$ кг/м³ – плотность воздуха при нормальных условиях.

Уточнение показателя степени m_ϵ :

$$m_\epsilon = R_\epsilon / c_p^B = 0,287 / 1,036 = 0,277, \quad (3.11)$$

где $R_\epsilon = 0,287$ кДж/(кг·град) – газовая постоянная для воздуха.

Определение температуры, К, и энтальпии воздуха за поверхностями нагрева ВК, кДж/м³,

$$T_{b2} = t_{b2} + 273 = 900 + 273 = 1173, \quad (3.12)$$

где $t_{b2} = 900$ °С – температура циклового воздуха после нагрева в ВК.

$$c_p^B(t_{b2}) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_{b2}), \quad (3.13)$$

$$c_p^B(t_{b2}) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 900) = 1,3947,$$

$$h_{b2} = h'_{b2}(t_{b2}) - h^B(25^\circ) = c_p^B(t_{b2}) \cdot t_{b2} - c_p^B(25^\circ) \cdot 25^\circ, \quad (3.14)$$

$$h_{b2} = 1,3947 \cdot 900 - 32,2401 = 1222,9809.$$

3.1.2 Определение параметров газа после камеры сгорания

Энтальпия чистых продуктов сгорания (для коэффициента избытка воздуха $\alpha=1$), кДж/м³, при температуре t_c после камеры сгорания (точка c) определяется по методике:

Теоретический объем воздуха, необходимый для полного сжигания 1 м³ газа (для $\alpha=1$), м³/м³ (м³ воздуха на 1 м³ сжигаемого газа):

$$V_0 = 0,0476 \cdot (0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2), \quad (3.15)$$

$$V_0 = 0,0476 \cdot (0,5 \cdot 37,9114 + 0,5 \cdot 2,9406) = 0,9723.$$

Объем трехатомных газов в чистых продуктах сгорания, м³/м³,

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot (CO_2 + CO) = 0,01 \cdot (14,3967 + 37,9114) = 0,5231. \quad (3.16)$$

Теоретический объем водяных паров в чистых продуктах сгорания, м³/м³,

$$V'_{H_2O} = 0,01 \cdot H_2 + 0,0161 \cdot V_0, \quad (3.17)$$

$$V'_{H_2O} = 0,01 \cdot 2,9406 + 0,0161 \cdot 0,9723 = 0,0451.$$

Теоретический объем азота, м³/м³,

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot V_0 + 0,01 \cdot N_2 = 0,79 \cdot 0,9723 + 0,01 \cdot 44,7513 = 1,2156. \quad (3.18)$$

Теплоемкости компонентов после камеры сгорания при температуре t_c , кДж/(м³·град),

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot t_c), \quad (3.19)$$

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot 1256) = 2,3016,$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot t_c), \quad (3.20)$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 1256) = 1,787,$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot t_c), \quad (3.21)$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 1256) = 1,4189,$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_c), \quad (3.22)$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 1256) = 1,4374.$$

Аналогично определяются теплоемкости компонентов при температуре 25°C, ($c_{RO_2}(25)$, $c_{H_2O_2}(25)$, $c_{N_2}(25)$, $c_{V_0}(25)$):

$$c_{RO_2}(25) = (1,6990 + 0,0004798 \cdot 25) = 1,711,$$

$$c_{H_2O}(25) = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 25) = 1,4795,$$

$$c_{N_2}(25) = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 25) = 1,2827,$$

$$c_{V_0}(25) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25) = 1,2896.$$

Суммарный объем чистых продуктов сгорания и водяных паров после камеры сгорания при $\alpha = 1$:

$$V'_\Gamma = V_{RO_2} + V'_{H_2O} + V_{N_2} = 0,5231 + 0,0451 + 1,2156 = 1,7838. \quad (3.23)$$

Объемные доли компонентов в чистых продуктах сгорания:

$$r'_{RO_2} = V_{RO_2} / V'_\Gamma = 0,5231 / 1,7838 = 0,2932, \quad (3.24)$$

$$r'_{H_2O} = V'_{H_2O} / V'_\Gamma = 0,0451 / 1,7838 = 0,0253, \quad (3.25)$$

$$r'_{N_2} = V_{N_2} / V'_\Gamma = 1,2156 / 1,7838 = 0,6815. \quad (3.26)$$

Энтальпия чистых продуктов сгорания при температуре t_c после камеры сгорания определяется, как энтальпия смеси компонентов, кДж/м³,

$$h'_{cl} = (r'_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r'_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r'_{N_2} \cdot c_{N_2}) \cdot t_c, \quad (3.27)$$

$$h'_{cl} = (0,2932 \cdot 2,3016 + 0,0253 \cdot 1,787 + 0,6815 \cdot 1,4189) \cdot 1256 = 2118,9781.$$

$$h_{gl} = (r'_{RO_2} \cdot c_{RO_2}(25) + r'_{H_2O} \cdot c_{H_2O}(25) + r'_{N_2} \cdot c_{N_2}(25)) \cdot 25, \quad (3.28)$$

$$h_{gl} = (0,2932 \cdot 1,711 + 0,0253 \cdot 1,4795 + 0,6815 \cdot 1,2827) \cdot 25 = 35,3312.$$

$$h_{cl} = h'_{cl}(t_c) - h_{gl}(25^\circ) = 2118,9781 - 35,3312 = 2083,6469. \quad (3.29)$$

Объемная энтальпия воздуха при температуре t_c после камеры сгорания, кДж/м³,

$$h_c^B = h_c^{B'}(t_c) - h^B(25^\circ) = c_p^B(t_c) \cdot t_c - c_p^B(25^\circ) \cdot 25^\circ, \quad (3.30)$$

$$h_c^B = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_c) \cdot t_c - (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25^\circ) \cdot 25^\circ,$$

$$h_c^B = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 1256) \cdot 1256 - (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25^\circ) \cdot 25^\circ = 1773,1916.$$

Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания:

$$\alpha = \frac{Q_n^p \cdot \eta_{к.с} + V_0 \cdot h_c^B + H'_{c2} - (1 + V_0) \cdot h_{cl}}{V_0 \cdot (h_c^B - h_{b2})}, \quad (3.31)$$

$$\alpha = \frac{9736,7455 \cdot 0,995 + 0,9723 \cdot 1773,1916 + 697,8626 - (1 + 0,9723) \cdot 2083,6469}{0,9723 \cdot (1773,1916 - 1222,9809)} = 14,9553,$$

где $H'_{сг}$ – энтальпия синтез-газа, поступающего в КС после газоочистки, кДж/м³.

Суммарный объем водяных паров после камеры сгорания при $\alpha > 1$:

$$V_{H_2O} = V'_{H_2O} + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_0, \quad (3.32)$$

$$V_{H_2O} = 0,0451 + 0,0161 \cdot (14,9553 - 1) \cdot 0,9723 = 0,2635.$$

Суммарный объем газов после камеры сгорания при $\alpha > 1$ (смесь избыточного воздуха, чистых продуктов сгорания и водяных паров):

$$V_{\Gamma} = V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + (\alpha - 1) \cdot V_0, \quad (3.33)$$

$$V_{\Gamma} = 0,5231 + 0,2635 + 1,2156 + (14,9553 - 1) \cdot 0,9723 = 15,5706.$$

Объемные доли компонентов в суммарном объеме газов:

$$r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_{\Gamma} = 0,5231 / 15,5706 = 0,0336, \quad (3.34)$$

$$r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_{\Gamma} = 0,2635 / 15,5706 = 0,0169, \quad (3.35)$$

$$r_{N_2} = V_{N_2} / V_{\Gamma} = 1,2156 / 15,5706 = 0,0781, \quad (3.36)$$

$$r_{V_0} = (\alpha - 1) \cdot V_0 / V_{\Gamma} = (14,9553 - 1) \cdot 0,9723 / 15,5706 = 0,8714. \quad (3.37)$$

Энтальпия газов при температуре t_c после камеры сгорания определяется, как энтальпия смеси компонентов, кДж/м^3 ,

$$h'_c = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{V_0} \cdot c_{V_0}) \cdot t_c, \quad (3.38)$$

$$h'_c = (0,0336 \cdot 2,3016 + 0,0169 \cdot 1,787 + 0,0781 \cdot 1,4189 + 0,8714 \cdot 1,4374) \cdot 1256 = 1847,5117.$$

Аналогично определяется энтальпия газов $h_{\Gamma}(25^\circ)$ при температуре 25°C . В итоге искомая объемная энтальпия газов после камеры сгорания, кДж/м^3 ,

$$h_{\Gamma}(25^\circ) = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2}(25) + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O}(25) + r_{N_2} \cdot c_{N_2}(25) + r_{V_0} \cdot c_{V_0}(25)) \cdot 25, \quad (3.39)$$

$$h_{\Gamma}(25^\circ) = (0,0336 \cdot 1,711 + 0,0169 \cdot 1,4795 + 0,0781 \cdot 1,2827 + 0,8714 \cdot 1,2896) \cdot 25 = 32,6608.$$

$$h_c = h'_c(t_c) - h_{\Gamma}(25^\circ) = 1847,5117 - 32,6608 = 1814,8509. \quad (3.40)$$

Объемная теплоемкость газов перед турбиной, $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{град})$,

$$c_p^{T'} = h_c / t_c = 1814,8509 / 1256 = 1,4449. \quad (3.41)$$

Молекулярная масса газов перед турбиной, кг/моль,

$$\mu_T = 28,15 \cdot r_{N_2} + 44,01 \cdot r_{CO_2} + 18,02 \cdot r_{H_2O} + 28,97 \cdot r_{V_0}, \quad (3.42)$$

$$\begin{aligned} \mu_T &= 28,15 \cdot 0,0781 + 44,01 \cdot 0,0318 + 18,02 \cdot 0,0169 + 28,97 \cdot 0,8714 = \\ &= 29,2259. \end{aligned}$$

Объем 1 моля для всех газов при нормальных условиях (давлении 1 бар, температуре 0 °C) равен 22,41 м³/моль.

Плотность газов перед турбиной при нормальных условиях, кг/м³,

$$\rho_T = \mu_T / 22,41 = 29,2259 / 22,41 = 1,3041. \quad (3.43)$$

Массовая теплоемкость газов перед турбиной, кДж/(кг·град),

$$c_p^T = c_p^{T'} / \rho_T = 1,4449 / 1,3041 = 1,108. \quad (3.44)$$

Газовая постоянная, кДж/(кг·град),

$$R_T = 8,314 / \mu_T = 8,314 / 29,2259 = 0,2845. \quad (3.45)$$

Показатель степени для газов перед турбиной:

$$m_T = R_T / c_p^T = 0,2845 / 1,108 = 0,2568. \quad (3.46)$$

3.1.3 Определение параметров процесса расширения газа в турбине

Для определения температуры газов за турбиной (точка *d* в реальном процессе) в первом приближении используется найденное в (3.46) значение показателя степени для газов *m_T*:

$$T_c = t_c + 273 = 1256 + 273 = 1529, \quad (3.47)$$

$$T_d = T_c \left(1 - (1 - \delta^{-m_T}) \cdot \eta_T \right), \quad (3.48)$$

$$T_d = 1529 \cdot \left(1 - (1 - 17,1^{-0,2568}) \cdot 0,88 \right) = 832,5832,$$

$$\theta_d = T_d - 273 = 832,5832 - 273 = 559,5832, \quad (3.49)$$

где $\delta = \varepsilon \cdot \lambda = 18 \cdot 0,95 = 17,1$ – действительное отношение давлений в турбине;
 $\lambda = 0,95$ - коэффициент потерь давления во входном и выходном патрубках.

Объемные теплоемкости компонентов газа за турбиной при температуре θ_d , кДж/(м³·град),

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot \theta_d), \quad (3.50)$$

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot 559,5832) = 1,9675,$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot \theta_d), \quad (3.51)$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 559,5832) = 1,6131,$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot \theta_d), \quad (3.52)$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 559,5832) = 1,3418,$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot \theta_d), \quad (3.53)$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 559,5832) = 1,3538.$$

Энтальпия газов при температуре θ_d определяется, как энтальпия смеси компонентов, кДж/м³,

$$h'_d = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{V_0} \cdot c_{V_0}) \cdot \theta_d, \quad (3.54)$$

$$h'_d = (0,0336 \cdot 1,9675 + 0,0169 \cdot 1,6131 + 0,0781 \cdot 1,3418 + 0,8714 \cdot 1,3538) \cdot 559,5832 = 771,0364.$$

Аналогично определяются теплоемкости компонентов и энтальпия газов $h_T(25^\circ)$ при температуре 25 °С, кДж/(м³·град).

В итоге, объемная энтальпия газов за турбиной, кДж/м³,

$$h_d = h'_d - h_T(25^\circ) = 771,0364 - 32,6608 = 738,3756. \quad (3.55)$$

Массовая энтальпия газов за турбиной, кДж/кг,

$$I_d = h_d / \rho_r = 738,3756 / 1,3041 = 566,1753. \quad (3.56)$$

где ρ_r – плотность газов при нормальных условиях.

Объемная теплоемкость газов за турбиной (перед котлом-утилизатором), кДж/(м³·град),

$$c_p^{r'} = h_d / \theta_d = 738,3756 / 559,5832 = 1,3195. \quad (3.57)$$

Массовая теплоемкость газов за турбиной (перед котлом-утилизатором), кДж/(кг·град),

$$c_p^r = c_p^{r'} / \rho_r = 1,3195 / 1,3041 = 1,0118. \quad (3.58)$$

Средняя объемная теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(м³·град),

$$c_{pcp}^{r'} = \frac{h_c - h_d}{t_c - \theta_d} = \frac{1814,8509 - 738,3756}{1256 - 559,5832} = 1,5457. \quad (3.59)$$

Средняя массовая теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(кг·град),

$$c_{pcp}^r = c_{pcp}^{r'} / \rho_r = 1,5457 / 1,3041 = 1,1852. \quad (3.60)$$

Средний показатель степени процесса расширения турбины:

$$m_{Гср} = R_r / c_{pcp}^r = 0,2845 / 1,1852 = 0,24, \quad (3.61)$$

По среднему показателю степени $m_{Гср}$ выполняется второе и третье приближение. Уточняются температура, теплоемкость и энтальпия газов за турбиной T_d , θ_d , c_{pcp}^r и I_d . Второе приближение:

$$T_d = T_c \left(1 - (1 - \delta^{-m_r}) \cdot \eta_r \right) = 1529 \cdot \left(1 - (1 - 17,1^{-0,24}) \cdot 0,88 \right) = 864,1805,$$

$$\theta_d = T_d - 273 = 864,1805 - 273 = 591,1805,$$

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot \theta_d) = (1,6990 + 0,0004798 \cdot 591,1805) = 1,9826,$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot \theta_d) = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 591,1805) = 1,621,$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot \theta_d) = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 591,1805) = 1,3453,$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot \theta_d) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 591,1805) = 1,3576.$$

$$h'_d = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{V_0} \cdot c_{V_0}) \cdot \theta_d,$$

$$h'_d = (0,0336 \cdot 1,9826 + 0,0169 \cdot 1,621 + 0,0781 \cdot 1,3453 + 0,8714 \cdot 1,3576) \cdot 591,1805 = 817,07.$$

$$h_d = h'_d - h_T(25^\circ) = 817,07 - 32,6608 = 784,4092.$$

$$I_d = h_d / \rho_r = 784,4092 / 1,3041 = 601,4732.$$

$$c_p^{r'} = h_d / \theta_d = 784,4092 / 591,1805 = 1,3269.$$

$$c_p^r = c_p^{r'} / \rho_r = 1,3269 / 1,3041 = 1,0174.$$

$$c_{pcp}^{r'} = \frac{h_c - h_d}{t_c - \theta_d} = \frac{1814,8509 - 784,4092}{1256 - 591,1805} = 1,55.$$

$$c_{pcp}^r = c_{pcp}^{r'} / \rho_r = 1,55 / 1,3041 = 1,1885.$$

$$m_{\Gamma cp} = R_\Gamma / c_{pcp}^r = 0,2845 / 1,1885 = 0,2394.$$

Третье приближение:

$$T_d = T_c \left(1 - (1 - \delta^{-m_\Gamma}) \cdot \eta_T \right) = 1529 \left(1 - (1 - 17,1^{-0,2394}) \cdot 0,88 \right) = 865,4454,$$

$$\theta_d = T_d - 273 = 865,4454 - 273 = 592,4454,$$

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot \theta_d) = (1,6990 + 0,0004798 \cdot 592,4454) = 1,9833,$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot \theta_d) = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 592,4454) = 1,6213,$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot \theta_d) = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 592,4454) = 1,3455,$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot \theta_d) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 592,4454) = 1,3578.$$

$$h'_d = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{V_0} \cdot c_{V_0}) \cdot \theta_d,$$

$$h'_d = (0,0336 \cdot 1,9833 + 0,0169 \cdot 1,6213 + 0,0781 \cdot 1,3455 + 0,8714 \cdot 1,3578) \cdot 592,4454 = 818,9183.$$

$$h_d = h'_d - h_{\Gamma}(25^{\circ}) = 818,9183 - 32,6608 = 786,2575.$$

$$I_d = h_d / \rho_{\Gamma} = 786,2575 / 1,3041 = 602,8905.$$

$$c_p^{\Gamma'} = h_d / \theta_d = 786,2575 / 592,4454 = 1,3271.$$

$$c_p^{\Gamma} = c_p^{\Gamma'} / \rho_{\Gamma} = 1,3271 / 1,3041 = 1,0176.$$

$$c_{pcp}^{\Gamma'} = \frac{h_c - h_d}{t_c - \theta_d} = \frac{1814,8509 - 786,2575}{1256 - 592,4454} = 1,5501.$$

$$c_{pcp}^{\Gamma} = c_{pcp}^{\Gamma'} / \rho_{\Gamma} = 1,5501 / 1,3041 = 1,1886.$$

$$m_{\Gamma cp} = R_{\Gamma} / c_{pcp}^{\Gamma} = 0,2845 / 1,1886 = 0,2393.$$

Работа расширения газа в турбине (полезно использованный теплоперепад), кДж/кг,

$$H_{iT} = (h_c - h_d) / \rho_{\Gamma} = (1814,8509 - 786,2575) / 1,3041 = 788,71. \quad (3.62)$$

Располагаемый теплоперепад турбины, кДж/кг,

$$H_{oT} = H_{iT} / \eta_T = 788,71 / 0,88 = 896,2614. \quad (3.63)$$

Работа, затраченная на сжатие воздуха в компрессоре, кДж/м³,

$$H'_K = h_{b1} - h_a = 537,4879 - (-12,914) = 550,402. \quad (3.64)$$

Коэффициент, учитывающий утечки воздуха:

$$b = \frac{\alpha \cdot V_0(1 + \alpha_y)}{1 + \alpha \cdot V_0} = \frac{14,9553 \cdot 0,9723(1 + 0,005)}{1 + 14,9553 \cdot 0,9723} = 0,9403, \quad (3.65)$$

где α – коэффициент избытка воздуха,
 α_y – коэффициент утечек.
 Полезная работа ГТУ на валу агрегата, кДж/м³,

$$\begin{aligned} H_e &= H_{iT} \cdot \eta_M \cdot \rho_\Gamma - b \cdot H_K = \\ &= 788,71 \cdot 0,99 \cdot 1,3041 - 0,9403 \cdot 550,402 = 500,7475. \end{aligned} \quad (3.66)$$

Объемный расход газов на турбину, м³/с,

$$G_T' = N_\Sigma / (H_e \cdot \eta_{\Sigma, \Gamma}) = 324300 / (500,7475 \cdot 0,985) = 657,4942. \quad (3.67)$$

Массовый расход газов на турбину, кг/с,

$$G_T = G_T' \cdot \rho_\Gamma = 657,4942 \cdot 1,3041 = 857,4688. \quad (3.68)$$

Объемный расход воздуха, подаваемого компрессором, с учетом утечек, м³/с,

$$G_K = b \cdot \left(G_T' + \frac{G_{\text{возд}}^{22}}{\rho_\theta} \right) = 0,9403 \cdot \left(657,4942 + \frac{35,537}{1,293} \right) = 644,1064. \quad (3.69)$$

Расход топлива на ГТУ без охлаждения, м³/с,

$$B = \frac{G_T'}{(1 + \alpha \cdot V_0)} = \frac{657,4942}{(1 + 14,9553 \cdot 0,9723)} = 42,308. \quad (3.70)$$

Мощность, развиваемая газовой турбиной, кВт,

$$N_{iT} = G_T \cdot H_{iT} = 857,4688 \cdot 788,71 = 676294,2446. \quad (3.71)$$

Мощность, потребляемая компрессором, кВт,

$$N_K = G_K \cdot H_K = 644,1064 \cdot 550,402 = 354517,4166. \quad (3.72)$$

Коэффициент полезной работы ГТУ:

$$\varphi = \frac{N_{iT} - N_K}{N_{iT}} = \frac{676294,2446 - 354517,4166}{676294,2446} = 0,4758. \quad (3.73)$$

Расход твердого топлива на подогрев циклового воздуха в воздушном котле, кг/с,

$$B_{BK1} = \frac{G'_T \cdot (h_{b2} - h_{b1})}{Q_n^p \cdot \eta_{BK}} = \frac{657,4942 \cdot (1222,9809 - 537,4879)}{15280 \cdot 0,9} = 32,774, \quad (3.74)$$

где Q_n^p – теплота сгорания твердого топлива,
 η_{BK} – КПД ВК.

Коэффициент полезного действия ГТУ (электрический КПД ГТУ) без охлаждения:

$$\eta_{\Sigma} = \frac{(N_{iT} - N_K) \cdot \eta_{\Sigma.Г.}}{B \cdot Q_n^p + B_{BK1} \cdot Q_n^p \cdot \eta_{BK}}, \quad (3.75)$$

$$\eta_{\Sigma} = \frac{(676294,2446 - 354517,4166) \cdot 0,985}{42,308 \cdot 9736,7455 + 32,774 \cdot 15280 \cdot 0,9} = 0,3674.$$

3.1.4 Учет охлаждения турбины ГТУ

Относительный расход воздуха, отбираемый от компрессора на охлаждение турбины, м³/м³,

$$g_{\epsilon} = G_{охл} / G_T = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (t_c - t_w), \quad (3.76)$$

$$g_{\epsilon} = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (1256 - 850) = 0,1499,$$

где t_w – наибольшая допустимая температура металла лопаток, определяемая по условиям прочности.

Ориентировочная температура газов после первой ступени, K , (если принять число ступеней газовой турбины $z=4$ и считать теплоперепады всех ступеней одинаковыми):

$$T_2^I = T_c - \frac{1}{z} \cdot \frac{H_{iT}}{c_{pr}} = 1529 - \frac{1}{4} \cdot \frac{788,71}{1,1886} = 1363,1113. \quad (3.77)$$

Коэффициент снижения работы охлаждаемой турбины:

$$\gamma = \gamma_K - \gamma_B + \gamma_T, \quad (3.78)$$

где γ_K - коэффициент снижения работы турбины за счет затрат на сжатие дополнительного воздуха, подаваемого на охлаждение;

γ_T - коэффициент снижения работы турбины вследствие снижения эффективности охлаждаемых ступеней по сравнению с неохлаждаемыми;

γ_B - коэффициент увеличения работы турбины за счет дополнительной работы охлаждающего воздуха, сбрасываемого в проточную часть.

$$\gamma = \frac{1}{\varphi} \cdot \left(1 - \varphi - \frac{z-1}{z} \cdot \frac{T_{b1}}{T_2^I} \right) + \frac{0,6}{4 \cdot \varphi}, \quad (3.79)$$

$$\gamma = \frac{1}{0,4758} \cdot \left(1 - 0,4758 - \frac{4-1}{4} \cdot \frac{698,8856}{1363,1113} \right) + \frac{0,6}{4 \cdot 0,4758} = 0,6088.$$

Располагаемая работа ГТУ без охлаждения, кДж/м³,

$$H_{ГТУ} = H_{iT} \cdot \rho_{\Gamma} - b \cdot H_K, \quad (3.80)$$

$$H_{ГТУ} = 788,71 \cdot 1,3041 - 0,9403 \cdot 550,402 = 511,0334.$$

Внутренняя работа ГТУ с охлаждением, кДж/м³,

$$H_{ГТУ}^{охл} = H_{ГТУ} \cdot (1 - \gamma \cdot g_e), \quad (3.81)$$

$$H_{ГТУ}^{охл} = 511,0334 \cdot (1 - 0,6088 \cdot 0,1499) = 464,3896.$$

Механический КПД ГТУ:

$$\eta_{ГТУ}^M = 1 - \frac{(1 - \eta_M)}{\varphi} = 1 - \frac{(1 - 0,99)}{0,4758} = 0,979. \quad (3.82)$$

Объемный расход газов на турбину с охлаждением, м³/с,

$$G_T^{охл'} = \frac{N_{\Xi}}{H_{ГТУ}^{охл} \cdot \eta_{ГТУ}^M \cdot \eta_{\Xi.Г.}} = \frac{324300}{464,3896 \cdot 0,979 \cdot 0,985} = 724,1914. \quad (3.83)$$

Массовый расход газов на турбину с охлаждением, кг/с,

$$G_T^{oxl} = G_T^{oxl'} \cdot \rho_{\Gamma} = 724,1914 \cdot 1,3041 = 944,4517. \quad (3.84)$$

Расход топлива на ГТУ с охлаждением, м³/с,

$$B_{oxl} = \frac{G_T^{oxl'}}{1 + \alpha \cdot V_0} = \frac{724,1914}{1 + 14,9553 \cdot 0,9723} = 46,5998. \quad (3.85)$$

Расход топлива на ГТУ с охлаждением, кг/с,

$$B_{син-газ} = \frac{G_T^{oxl}}{1 + \alpha \cdot V_0} = \frac{944,4517}{1 + 14,9553 \cdot 0,9723} = 60,7729. \quad (3.86)$$

Расход воздуха в камеру сгорания с учетом расхода на охлаждение, м³/с,

$$G_{KC}^{oxl} = \frac{\alpha \cdot V_0}{1 + \alpha \cdot V_0} \cdot G_T^{oxl'} = \frac{14,9553 \cdot 0,9723}{1 + 14,9553 \cdot 0,9723} \cdot 724,1914 = 677,5916. \quad (3.87)$$

Необходимая производительность компрессора с учетом расхода воздуха на охлаждение, м³/с,

$$G_K^{oxl'} = (b + g_e) \cdot G_T^{oxl'} = (0,9403 + 0,1499) \cdot 724,1914 = 789,5503. \quad (3.88)$$

Объемный расход газов на выходе из турбины с учетом воздуха, сбрасываемого в проточную часть из системы охлаждения (расход газов в котел-утилизатор), м³/с,

$$G_{KY}' = (1 + g_b) \cdot G_T^{oxl'} = (1 + 0,1499) \cdot 724,1914 = 832,7621. \quad (3.89)$$

Массовый расход газов на выходе из турбины с учетом воздуха, сбрасываемого в проточную часть из системы охлаждения (расход газов в котел-утилизатор), кг/с,

$$G_{\Gamma} = G_{KY}' \cdot \rho_{\Gamma} = 832,7621 \cdot 1,3041 = 1086,0439. \quad (3.90)$$

Электрический КПД ГТУ с охлаждением:

$$\eta_{\Xi}^{oxl} = \eta_{\Xi} \cdot (1 - \gamma \cdot g_b) = 0,3674 \cdot (1 - 0,6088 \cdot 0,1499) = 0,3339.$$

3.2 Расчет дожимного компрессора

Температура воздуха после дожимного компрессора, К,

$$T_{\partial\partial 1} = \left(\frac{P_{\partial\partial}}{P_{\text{комп}}} \right)^{\frac{\chi_{\text{возд}} - 1}{\chi_{\text{возд}}}} \cdot (t_{b1} + 273), \quad (3.91)$$

$$T_{\partial\partial 1} = \left(\frac{3,5}{1,8} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \cdot (425,8856 + 273) = 845,1214,$$

где $P_{\partial\partial}$ – давление после дожимного компрессора;

$P_{\text{комп}}$ – давление после компрессора;

$\chi_{\text{возд}}$ – показатель адиабаты.

Температура воздуха после дожимного компрессора, °С,

$$t_{\partial\partial 1} = T_{\partial\partial 1} - 273 = 845,1214 - 273 = 572,1214. \quad (3.92)$$

Массовая энтальпия воздуха после дожимного компрессора, кДж/кг,

$$h_{\text{дв}1} = \alpha_z \cdot V_0^6 \cdot t_{\text{дв}1} \cdot c_{\partial\partial 1}, \quad (3.93)$$

$$h_{\text{дв}1} = 0,32 \cdot 4,1492 \cdot 572,1214 \cdot 1,3799 = 1048,2279,$$

где $c_{\partial\partial 1}$ – теплоемкость воздуха после дожимного компрессора, кДж/(м³·град).

Массовая энтальпия воздуха до дожимного компрессора, кДж/кг,

$$h_b^z = \alpha_z \cdot V_0^6 \cdot t_{\partial\partial 1} \cdot c_p^B, \quad (3.94)$$

$$h_b^z = 0,32 \cdot 4,1492 \cdot 425,8856 \cdot 1,3396 = 757,4803,$$

Мощность, потребляемая дожимным компрессором, кВт,

$$N_{\text{ДК}} = G_{\text{возд}}^{zz} \cdot (h_{\partial\partial 1} - h_b^z), \quad (3.95)$$

$$N_{\text{ДК}} = 35,537 \cdot (1048,2279 - 757,4803) = 10332,298.$$

Расход топлива в воздушном котле на подогрев дутьевого воздуха, кг/с,

$$B_{вк2} = \frac{G_{возд}^{с2} \cdot (h_{дв2} - h_{дв1})}{Q_H^p \cdot \eta_{БК}}, \quad (3.96)$$

$$B_{вк2} = \frac{35,537 \cdot (1703,9267 - 1048,2279)}{15280 \cdot 0,9} = 1,6944.$$

3.3 Расчет трехконтурного котла-утилизатора

3.3.1 Исходные данные

1. ГТУ имеет следующие характеристики:

- расход уходящих газов $G_{Г} = 1086,0439$ кг/с;
- температура газов на выходе $\theta_d = 592,4454$ °С;
- энтальпия газов на выходе $I_d = 602,8905$ кДж/кг.

3. Уходящие газы ГТУ представляют собой смесь атмосферного воздуха и чистых продуктов сгорания.

4. Температура наружного воздуха $t_a = 15$ °С, давление $P_a = 0,1$ МПа.

5. Давление в конденсаторе $P_k = 4$ кПа.

6. Давление в контурах КУ: $P_0^{БД} = 12,8$ МПа; $P_0^{сд} = 3,8$ МПа; $P_0^{нд} = 0,6$ МПа;

7. Температура в контурах КУ: $t_0^{пп} = 555$ °С; $t_0^{ВД} = 540$ °С; $t_0^{сд} = 370,05$ °С, $t_0^{нд} = 288$ °С, $t_{эВД3} = 329,652$ °С, $t_{эВД2} = 274$ °С, $t_{эВД} = 228$ °С, $t_{эсд} = 247,334$ °С, $t_{гпк} = 158,832$ °С, $t_{пв} = 60$ °С, $t_{конд} = 29$ °С.

Необходимыми температурными напорами будем задаваться в процессе расчета. В расчетах будем пренебрегать падением давления воды вследствие гидравлических сопротивлений по трактам котла-утилизатора, а также увеличением энтальпии и температуры воды за счет сжатия в насосах.

3.3.2 Тепловой расчет котла-утилизатора

По приведенной схеме (рисунок 1.1) можно составить уравнения теплового и материального баланса для различных элементов КУ. Уравнение теплового баланса для промперегрева и пароперегревателя высокого давления КУ:

$$D_{пп} \cdot (h_{пп2} - h_{пп1}) + D_{вд} \cdot (h_{ппвд} - h_{ивд}) = G_{Г} \cdot (I_d - I_{ппсд}), \quad (3.97)$$

где $h_{пп2}$ – энтальпия перегретого пара на выходе из промперегрева при $P_0^{сд}$ и $t_0^{пп}$, кДж/кг;

$h_{пп1}$ – энтальпия перегретого пара на входе в промперегрев при $P_0^{сд}$ и $t_0^{сд}$, кДж/кг;

$h_{ппвд}$ – энтальпия перегретого пара на выходе из пароперегревателя высокого давления при $P_0^{вд}$ и $t_0^{вд}$, кДж/кг;

$h_{ивд}$ – энтальпия насыщенного пара на входе в пароперегреватель высокого давления при $P_0^{вд}$ и $t_s^{вд}$, кДж/кг;

Выбрав температурный напор $\delta t_{ппсд} = 75,9665$, найдем температуру газов перед пароперегревателем среднего давления, °С,

$$\theta_{ппсд} = t_0^{сд} + \delta t_{ппсд} = 370,05 + 75,9665 = 446,0165. \quad (3.98)$$

По температуре найдем энтальпию газов перед пароперегревателем среднего давления, кДж/кг,

$$I_{ппсд} = 466,2958.$$

В первом приближении примем расход перегретого пара на промперегрев, кг/с,

$$D_{пп} = 158.$$

Тогда определим расход перегретого пара пароперегревателя высокого давления, кг/с,

$$D_{вд} = \frac{G_{г} * (I_d - I_{ппсд}) - D_{пп} * (h_{пп2} - h_{пп1})}{h_{ппвд} - h_{ивд}}; \quad (3.99)$$

$$D_{вд} = \frac{1086,0439 * (602,8905 - 466,2958) - 158 * (3573,512 - 3146,7752)}{3447,209 - 2667,591} = 103,7988.$$

Для парообразующей поверхности газогенератора справедливо следующее выражение:

$$D_{гг} * (h_{ппвд} - h_{эвд3}) = V_{син-газ} * (H_{1100.с-г} - H_{с-г}), \quad (3.100)$$

где $h_{ппвд}$ – энтальпия перегретого пара на выходе из газогенератора при $P_0^{вд}$ и $t_0^{вд}$, кДж/кг;

$h_{эвд3}$ – энтальпия воды на входе в газогенератор при $P_0^{вд}$ и $t_0^{вд}$, кДж/кг;

$H_{1100.с-г}$ – энтальпия синтез-газа перед парообразующей поверхностью газогенератора при $t = 1100$ °С, кДж/кг;

$H_{с-г}$ – энтальпия синтез-газа после парообразующей поверхности газогенератора при $t = 332,652$ °С, кДж/кг.

Из этого уравнения найдем расход пара высокого давления газогенератора, кг/с,

$$D_{\Gamma\Gamma} = B_{\text{син-газ}} * (H_{1100.\text{с-г}} - H_{\text{с-г}}) / (h_{\text{ппвд}} - h_{\text{эвд3}}); \quad (3.101)$$

$$D_{\Gamma\Gamma} = \frac{60,7729 * (2294,7569 - 895,5727)}{3447,209 - 1523,447} = 44,2012.$$

Уравнение материального баланса для промперегрева имеет вид, кг/с,

$$D_{\text{пп}} = D_{\text{сд}} + D_{\Gamma\Gamma} + D_{\text{вд}}. \quad (3.102)$$

Откуда найдем расход перегретого пара пароперегревателя среднего давления, кг/с,

$$D_{\text{сд}} = D_{\text{пп}} - D_{\Gamma\Gamma} - D_{\text{вд}} = 158 - 44,2012 - 103,7988 = 10. \quad (3.103)$$

Для пароперегревателя среднего давления будет справедливым следующее соотношение:

$$D_{\text{сд}} * (h_{\text{ппсд}} - h_{\text{исд}}) = G_{\Gamma} * (I_{\text{ппсд}} - I_{\text{ивд}}); \quad (3.104)$$

где $h_{\text{ппсд}}$ – энтальпия перегретого пара на выходе из пароперегревателя среднего давления при $P_0^{\text{сд}}$ и $t_0^{\text{сд}}$, кДж/кг;

$h_{\text{исд}}$ – энтальпия насыщенного пара на входе в пароперегреватель среднего давления при $P_0^{\text{сд}}$ и $t_s^{\text{сд}}$, кДж/кг.

Из которого найдем энтальпию газов перед испарителем высокого давления, кДж/кг,

$$I_{\text{ивд}} = I_{\text{ппсд}} - D_{\text{сд}} * (h_{\text{ппсд}} - h_{\text{исд}}) / G_{\Gamma}; \quad (3.105)$$

$$I_{\text{ивд}} = 466,2958 - \frac{10 * (3146,7752 - 2801,775)}{1086,0439} = 463,1191.$$

Уравнение теплового баланса для испарителя высокого давления:

$$D_{\text{вд}} * (h_{\text{ивд}} - h_{\text{эвд3}}) = G_{\Gamma} * (I_{\text{ивд}} - I_{\text{эвд3}}); \quad (3.106)$$

Из которого найдем энтальпию газов перед экономайзером высокого давления № 3, кДж/кг,

$$I_{\text{эвд3}} = I_{\text{ивд}} - D_{\text{вд}} * (h_{\text{ивд}} - h_{\text{эвд3}}) / G_{\Gamma}; \quad (3.107)$$

$$I_{\text{эвд3}} = 463,1191 - \frac{103,7988 \cdot (2667,591 - 1523,447)}{1086,0439} = 353,7673.$$

Температура газов перед экономайзером высокого давления № 3 и температурный напор, °С,

$$\vartheta_{\text{эвд3}} = 341,8211.$$

$$\delta t_{\text{эвд3}} = \vartheta_{\text{эвд3}} - t_{\text{эвд3}} = 341,8211 - 329,652 = 12,1691, \quad (3.108)$$

где $t_{\text{эвд3}}$ – температура воды на выходе из экономайзера высокого давления № 3, °С.

Уравнение материального баланса для точки разделения потока после экономайзера высокого давления № 3, из которого найдем суммарный расход воды высокого давления, кг/с,

$$G_{\text{вд}} = D_{\text{вд}} + D_{\text{гг}} = 103,7988 + 44,2012 = 148; \quad (3.109)$$

Уравнение теплового баланса для экономайзера высокого давления № 3:

$$G_{\text{вд}} * (h_{\text{эвд3}} - h_{\text{эвд2}}) = G_{\text{г}} * (I_{\text{эвд3}} - I_{\text{ппнд}}); \quad (3.110)$$

где $h_{\text{эвд3}}$ – энтальпия воды на выходе из экономайзера высокого давления №3 при $P_0^{\text{вд}}$ и $t_{\text{эвд3}}$, кДж/кг;

$h_{\text{эвд2}}$ – энтальпия воды на входе в экономайзер высокого давления №3 при $P_0^{\text{вд}}$ и $t_{\text{эвд2}}$, кДж/кг.

Из которого найдем энтальпию газов перед пароперегревателем низкого давления, кДж/кг,

$$I_{\text{ппнд}} = I_{\text{эвд3}} - G_{\text{вд}} * (h_{\text{эвд3}} - h_{\text{эвд2}}) / G_{\text{г}}; \quad (3.111)$$

$$I_{\text{ппнд}} = 353,7673 - \frac{148 \cdot (1523,447 - 1203,121)}{1086,0439} = 310,1151.$$

Температура газов перед пароперегревателем низкого давления и температурный напор, °С,

$$\vartheta_{\text{ппнд}} = 301,2171.$$

$$\delta t_{\text{ппнд}} = \vartheta_{\text{ппнд}} - t_{\text{ппнд}} = 301,0598 - 288 = 13,0598, \quad (3.112)$$

где $t_{\text{ппнд}}$ – температура перегретого пара на выходе из пароперегревателя низкого давления, °С.

Расход перегретого пара низкого давления определяется из нужд пара для газификации твердого топлива согласно зависимости, кг/с,

$$D_{\text{нд}} = 0,3 * V_{\text{угля.газ}} = 0,3 * 28,7803 = 8,6341, \quad (3.113)$$

где $V_{\text{угля.газ}}$ – расход бородинского угля на газификатор, кг/с.

Уравнение теплового баланса для пароперегревателя низкого давления:

$$D_{\text{нд}} * (h_{\text{ппнд}} - h_{\text{инд}}) = G_{\Gamma} * (I_{\text{ппнд}} - I_{\text{исд}}); \quad (3.114)$$

где $h_{\text{ппнд}}$ – энтальпия перегретого пара на выходе из пароперегревателя низкого давления при $P_0^{\text{нд}}$ и $t_{\text{ппнд}}$, кДж/кг;

$h_{\text{инд}}$ – энтальпия насыщенного пара на входе в пароперегреватель низкого давления при $P_0^{\text{нд}}$ и $t_s^{\text{нд}}$, кДж/кг.

Из которого найдем энтальпию газов перед испарителем низкого давления, кДж/кг,

$$I_{\text{исд}} = I_{\text{ппнд}} - D_{\text{нд}} * (h_{\text{ппнд}} - h_{\text{инд}}) / G_{\Gamma}; \quad (3.115)$$

$$I_{\text{исд}} = 310,1151 - \frac{8,6341 * (3037,088 - 2756,139)}{1086,0439} = 307,8815.$$

Уравнение теплового баланса для испарителя среднего давления:

$$D_{\text{сд}} * (h_{\text{исд}} - h_{\text{эсд}}) = G_{\Gamma} * (I_{\text{исд}} - I_{\text{эвд2}}); \quad (3.116)$$

где $h_{\text{эсд}}$ – энтальпия воды на входе в испаритель среднего давления при $P_0^{\text{сд}}$ и $t_{\text{эсд}}$, кДж/кг.

Из которого найдем энтальпию газов перед экономайзером высокого давления № 2, кДж/кг,

$$I_{\text{эвд2}} = I_{\text{исд}} - D_{\text{сд}} * (h_{\text{исд}} - h_{\text{эсд}}) / G_{\Gamma}; \quad (3.117)$$

$$I_{\text{эвд2}} = 308,2015 - \frac{10 * (2801,775 - 1072,757)}{1086,0439} = 292,3485.$$

Температура газов перед экономайзером высокого давления № 2 и температурный напор, °С,

$$\vartheta_{\text{эвд2}} = 283,7982.$$

$$\delta t_{\text{эвд2}} = \vartheta_{\text{эвд2}} - t_{\text{эвд2}} = 283,7982 - 274 = 9,7982, \quad (3.118)$$

где $t_{\text{эвд2}}$ – температура воды на выходе из экономайзера высокого давления № 2, °С.

Уравнение теплового баланса для экономайзера высокого давления № 2,

$$G_{\text{вд}} * (h_{\text{эвд2}} - h_{\text{эвд}}) = G_{\text{Г}} * (I_{\text{эвд2}} - I_{\text{эсд}}); \quad (3.119)$$

где $h_{\text{эвд}}$ – энтальпия воды на входе в экономайзер высокого давления № 2 при $P_0^{\text{ВД}}$ и $t_{\text{эвд}}$, кДж/кг.

Из которого найдем энтальпию газов перед экономайзером среднего давления, кДж/кг,

$$I_{\text{эсд}} = I_{\text{эвд2}} - G_{\text{вд}} * (h_{\text{эвд2}} - h_{\text{эвд}}) / G_{\text{Г}}; \quad (3.120)$$

$$I_{\text{эсд}} = 291,9612 - \frac{148 * (1203,121 - 983,234)}{1086,0439} = 261,9962.$$

Температура газов перед экономайзером среднего давления и температурный напор, °С,

$$\vartheta_{\text{эсд}} = 255,2718.$$

$$\delta t_{\text{эсд}} = \vartheta_{\text{эсд}} - t_{\text{эсд}} = 255,2718 - 247,334 = 7,9378, \quad (3.121)$$

где $t_{\text{эсд}}$ – температура воды на выходе из экономайзера среднего давления, °С.

Уравнение теплового баланса для экономайзера среднего давления:

$$D_{\text{сд}} * (h_{\text{эсд}} - h_{\text{ГПК}}) = G_{\text{Г}} * (I_{\text{эсд}} - I_{\text{инд}}); \quad (3.122)$$

где $h_{\text{ГПК}}$ – энтальпия воды на входе в экономайзер среднего давления при $P_0^{\text{НД}}$ и $t_{\text{ГПК}}$, кДж/кг.

Из которого найдем энтальпию газов перед испарителем низкого давления, кДж/кг,

$$I_{\text{инд}} = I_{\text{эсд}} - D_{\text{сд}} * (h_{\text{эсд}} - h_{\text{ГПК}}) / G_{\text{Г}}; \quad (3.123)$$

$$I_{\text{инд}} = 261,9962 - \frac{10 * (1072,757 - 670,501)}{1086,0439} = 258,2924.$$

Уравнение теплового баланса для испарителя низкого давления:

$$D_{нд} * (h_{инд} - h_{гпк}) = G_{г} * (I_{инд} - I_{эвд}); \quad (3.124)$$

где $h_{инд}$ – энтальпия насыщенного пара на выходе из испарителя низкого давления при $P_0^{нд}$ и $t_s^{нд}$, кДж/кг.

Из которого найдем энтальпию газов перед экономайзером высокого давления, кДж/кг,

$$I_{эвд} = I_{инд} - D_{нд} * (h_{инд} - h_{гпк}) / G_{г}; \quad (3.125)$$

$$I_{эвд} = 258,2924 - \frac{8,6341 * (2756,139 - 670,501)}{1086,0439} = 241,7115.$$

Температура газов перед экономайзером высокого давления и температурный напор, °С,

$$\vartheta_{эвд} = 235,9608.$$

$$\delta t_{эвд} = \vartheta_{эвд} - t_{эвд} = 235,9608 - 228 = 7,9608, \quad (3.126)$$

где $t_{эвд}$ – температура воды на выходе из экономайзера высокого давления, °С.

Уравнение теплового баланса для экономайзера высокого давления:

$$G_{вд} * (h_{эвд} - h_{гпк}) = G_{г} * (I_{эвд} - I_{гпк}). \quad (3.127)$$

Из которого найдем энтальпию газов перед газовым подогревателем конденсата, кДж/кг,

$$I_{гпк} = I_{эвд} - G_{вд} * (h_{эвд} - h_{гпк}) / G_{г}; \quad (3.128)$$

$$I_{гпк} = 241,7115 - \frac{148 * (983,234 - 670,501)}{1086,0439} = 199,094.$$

Температура газов перед газовым подогревателем конденсата и температурный напор, °С,

$$\vartheta_{гпк} = 195,2976;$$

$$\delta t_{гпк} = \vartheta_{гпк} - t_{гпк} = 195,2976 - 158,832 = 36,4656, \quad (3.129)$$

где $t_{гпк}$ – температура воды на выходе из газового подогревателя конденсата, °С.

Уравнение теплового баланса для точки рециркуляции конденсата:

$$G_{\text{рец}} * (h_{\text{гпк}} - h_{\text{пв}}) = (D_{\text{пп}} + D_{\text{нд}}) * (h_{\text{пв}} - h_{\text{конд}}); \quad (3.130)$$

где $h_{\text{пв}}$ – энтальпия конденсата на входе в газовый подогреватель конденсата при $P_0^{\text{нд}}$ и $t_{\text{пв}}$, кДж/кг;

$h_{\text{конд}}$ – энтальпия конденсата до точки рециркуляции при $t_{\text{конд}}$, кДж/кг.

Из которого найдем расход воды на рециркуляцию, кг/с,

$$G_{\text{рец}} = \frac{(D_{\text{пп}} + D_{\text{нд}}) * (h_{\text{пв}} - h_{\text{конд}})}{(h_{\text{гпк}} - h_{\text{пв}})}, \quad (3.131)$$

$$G_{\text{рец}} = \frac{(158 + 8,6341) * (251,642 - 121,404)}{(670,501 - 251,642)} = 51,8124.$$

Уравнение материального баланса для расхода питательной воды на входе в газовый подогреватель конденсата, кг/с,

$$G_{\text{пв}} = D_{\text{пп}} + D_{\text{нд}} + G_{\text{рец}} = 158 + 8,6341 + 51,8124 = 218,4465. \quad (3.132)$$

Уравнение теплового баланса для газового подогревателя конденсата

$$G_{\text{пв}} * (h_{\text{гпк}} - h_{\text{пв}}) = G_{\text{Г}} * (I_{\text{гпк}} - I_{\text{ух.ку}}). \quad (3.133)$$

Из которого найдем энтальпию уходящих газов котла-утилизатора, кДж/кг,

$$I_{\text{ух.ку}} = I_{\text{гпк}} - G_{\text{пв}} * (h_{\text{гпк}} - h_{\text{пв}}) / G_{\text{Г}}; \quad (3.134)$$

$$I_{\text{ух.ку}} = 199,094 - \frac{218,4465 * (670,501 - 251,642)}{1086,0439} = 114,8448.$$

Температура уходящих газов котла-утилизатора, °С,

$$\vartheta_{\text{ух.ку}} = 113,497;$$

Определим КПД котла-утилизатора (коэффициент утилизации):

$$\eta_{\text{ку}} = (\theta_{\text{д}} - \vartheta_{\text{ух.ку}}) / (\theta_{\text{д}} - t_{\text{а}}); \quad (3.135)$$

$$\eta_{\text{ку}} = (592,4454 - 113,497) / (592,4454 - 15) = 0,8294.$$

Тепло, отданное газами ГТУ в паротурбинный цикл, кВт,

$$Q_{\text{газ}} = G_{\text{Г}} * (I_{\text{д}} - I_{\text{ух.ку}}); \quad (3.136)$$

$$Q_{\text{газ}} = 1086,0439 * (602,8905 - 114,8448) = 530038,9767.$$

Тепло, полученное паром в ПП и ППВД, кВт,

$$Q_{\text{пп.ппвд}} = D_{\text{пп}} * (h_{\text{пп2}} - h_{\text{пп1}}) + D_{\text{вд}} * (h_{\text{ппвд}} - h_{\text{ивд}}); \quad (3.137)$$

$$Q_{\text{пп.ппвд}} = 158 * (3573,512 - 3146,7752) + 103,7988 * (3447,209 - 2667,591) = 148347,8488.$$

Тепло, полученное паром в ППСД, кВт,

$$Q_{\text{ппсд}} = D_{\text{сд}} * (h_{\text{ппсд}} - h_{\text{исд}}); \quad (3.138)$$

$$Q_{\text{ппсд}} = 10 * (3146,7752 - 2801,775) = 3450,0024.$$

Тепло, полученное водой в ИВД, кВт,

$$Q_{\text{ивд}} = D_{\text{вд}} * (h_{\text{ивд}} - h_{\text{эвд3}}); \quad (3.139)$$

$$Q_{\text{ивд}} = 103,7988 * (2667,591 - 1523,447) = 118760,815.$$

Тепло, полученное водой в ЭВД-3, кВт,

$$Q_{\text{эвд3}} = G_{\text{вд}} * (h_{\text{эвд3}} - h_{\text{эвд2}}); \quad (3.140)$$

$$Q_{\text{эвд3}} = 148 * (1523,447 - 1203,121) = 47408,248.$$

Тепло, полученное паром в ППНД, кВт,

$$Q_{\text{ппнд}} = D_{\text{нд}} * (h_{\text{ппнд}} - h_{\text{инд}}); \quad (3.141)$$

$$Q_{\text{ппнд}} = 8,6341 * (3037,088 - 2756,139) = 2425,7349.$$

Тепло, полученное водой в ИСД, кВт,

$$Q_{\text{исд}} = D_{\text{сд}} * (h_{\text{исд}} - h_{\text{эсд}}); \quad (3.142)$$

$$Q_{\text{исд}} = 10 * (2801,775 - 1072,757) = 17290,18.$$

Тепло, полученное водой в ЭВД-2, кВт,

$$Q_{\text{эвд2}} = G_{\text{вд}} * (h_{\text{эвд2}} - h_{\text{эвд}}); \quad (3.143)$$

$$Q_{\text{эвд2}} = 148 * (1203,121 - 983,234) = 32543,276.$$

Тепло, полученное водой в ЭСД, кВт,

$$Q_{\text{эсд}} = D_{\text{сд}} * (h_{\text{эсд}} - h_{\text{гпк}}); \quad (3.144)$$

$$Q_{\text{эсд}} = 10 * (1072,757 - 670,501) = 4022,56.$$

Тепло, полученное водой в ИНД, кВт,

$$Q_{\text{инд}} = D_{\text{нд}} * (h_{\text{инд}} - h_{\text{гпк}}); \quad (3.145)$$

$$Q_{\text{инд}} = 8.6341 * (2756,139 - 670,501) = 18007,5565.$$

Тепло, полученное водой в ЭВД, кВт,

$$Q_{\text{эвд}} = G_{\text{вд}} * (h_{\text{эвд}} - h_{\text{гпк}}); \quad (3.146)$$

$$Q_{\text{эвд}} = 148 * (983,234 - 670,501) = 46284,484.$$

Тепло, полученное конденсатом в ГПК, кВт,

$$Q_{\text{гпк}} = G_{\text{пв}} * (h_{\text{гпк}} - h_{\text{пв}}); \quad (3.147)$$

$$Q_{\text{гпк}} = 218,4465 * (670,501 - 251,642) = 91498,2711.$$

Суммарное тепло, полученное пароводяным трактом, кВт,

$$Q_{\text{пар}} = Q_{\text{пп.ппвд}} + Q_{\text{ппсд}} + Q_{\text{ивд}} + Q_{\text{эвд3}} + Q_{\text{ппнд}} + Q_{\text{исд}} + Q_{\text{эвд2}} + Q_{\text{эсд}} + Q_{\text{инд}} + Q_{\text{эвд}} + Q_{\text{гпк}}; \quad (3.148)$$

$$Q_{\text{пар}} = 148347,8488 + 3450,0024 + 118760,815 + 47408,248 + 2425,7349 + 17290,18 + 32543,276 + 4022,56 + 18007,5565 + 46284,484 + 91498,2711 = 530038,9767.$$

Погрешность расчета определяем по формуле, %,

$$\delta = \left| \frac{Q_{\text{газ}} - Q_{\text{пар}}}{Q_{\text{газ}}} \right| * 100; \quad (3.149)$$

$$\delta = \left| \frac{530038,9767 - 530038,9767}{530038,9767} \right| * 100 = 0;$$

Погрешность расчета составила 0%, что свидетельствует о правильности расчетов. В дальнейшем будем считать, что тепловая мощность КУ равна значению $Q_{КУ} = Q_{газ} = 530038,9767$ кВт.

Соответствующие относительные величины:

$$\overline{Q_{пп.ппвд}} = Q_{пп.ппвд}/Q_{КУ} = 148347,8488/530038,9767 = 0,2799; \quad (3.150)$$

$$\overline{Q_{ппсд}} = Q_{ппсд}/Q_{КУ} = 3450,0024/530038,9767 = 0,0065; \quad (3.151)$$

$$\overline{Q_{ивд}} = Q_{ивд}/Q_{КУ} = 118760,815/530038,9767 = 0,2241; \quad (3.152)$$

$$\overline{Q_{эвд3}} = Q_{эвд3}/Q_{КУ} = 47408,248/530038,9767 = 0,0894; \quad (3.153)$$

$$\overline{Q_{ппнд}} = Q_{ппнд}/Q_{КУ} = 2425,7349/530038,9767 = 0,0046; \quad (3.154)$$

$$\overline{Q_{исд}} = Q_{исд}/Q_{КУ} = 17290,18/530038,9767 = 0,0326; \quad (3.155)$$

$$\overline{Q_{эвд2}} = Q_{эвд2}/Q_{КУ} = 32543,276/530038,9767 = 0,0614; \quad (3.156)$$

$$\overline{Q_{эсд}} = Q_{эсд}/Q_{КУ} = 4022,56/530038,9767 = 0,0076; \quad (3.157)$$

$$\overline{Q_{инд}} = Q_{инд}/Q_{КУ} = 18007,5565/530038,9767 = 0,034; \quad (3.158)$$

$$\overline{Q_{эвд}} = Q_{эвд}/Q_{КУ} = 46284,484/530038,9767 = 0,0873; \quad (3.159)$$

$$\overline{Q_{гпк}} = Q_{гпк}/Q_{КУ} = 91498,2711/530038,9767 = 0,1726. \quad (3.160)$$

По результатам расчетов строится в масштабе тепловая диаграмма $t - \bar{Q}$ (рисунок 3.4), где \bar{Q} – тепло, передаваемое газами рабочему телу ПТУ по ходу их движения в КУ.

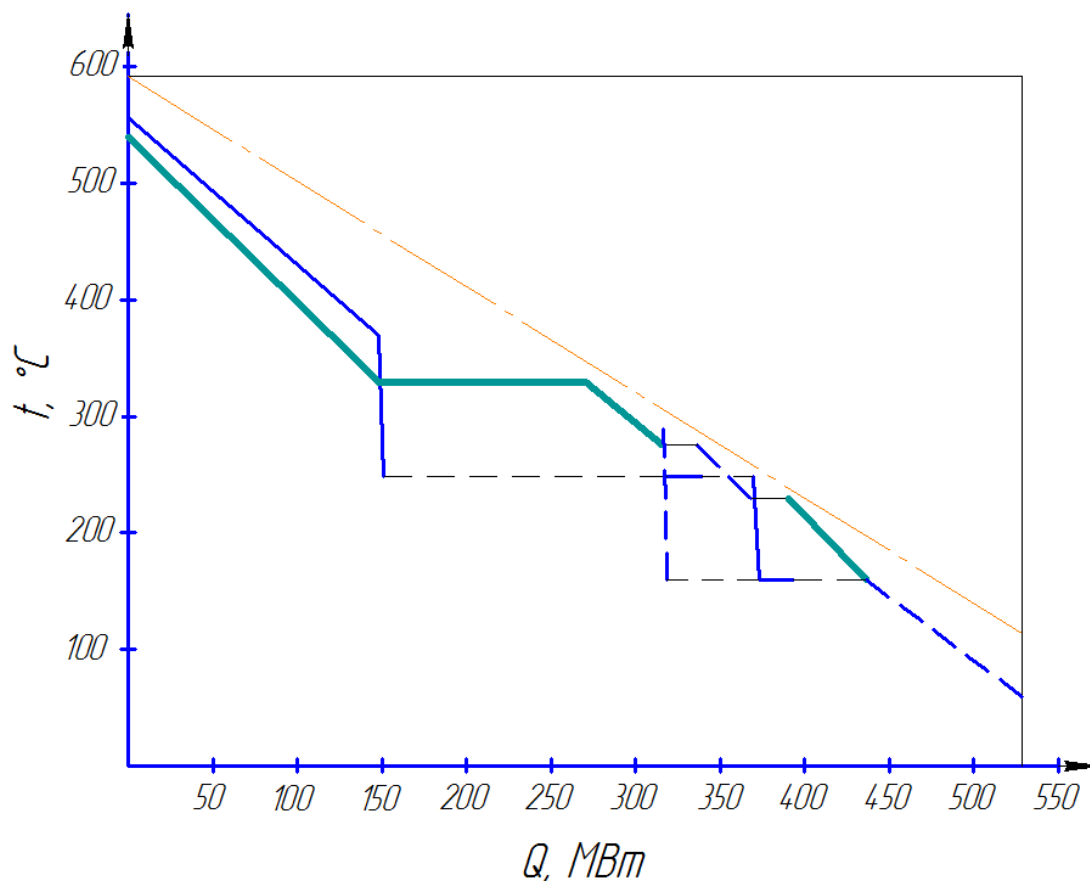


Рисунок 3.3 – Тепловая диаграмма $t - \bar{Q}$

3.3.3 Конструкторский расчет трехконтурного котла-утилизатора

Крупнейшим производителем котлов-утилизаторов и оребренных труб для их поверхностей нагрева является АО «Подольский машиностроительный завод». Завод изготавливает типовые секции для горизонтальных котлов. Поверхности нагрева имеют шахматное расположение труб единого сортамента (сталь 20, кроме ППВД и ПП, для которых использована сталь 12Х1МФ). Параметры оребренных труб типовой секции завода:

шаг ребра $b_{\text{реб}} = 0,005$ м;

высота ребра $h_{\text{реб}} = 0,009$ м;

толщина ребра $\delta_{\text{реб}} = 0,001$ м;

Конструктивное исполнение типовой секции показано на рисунке 3.4.

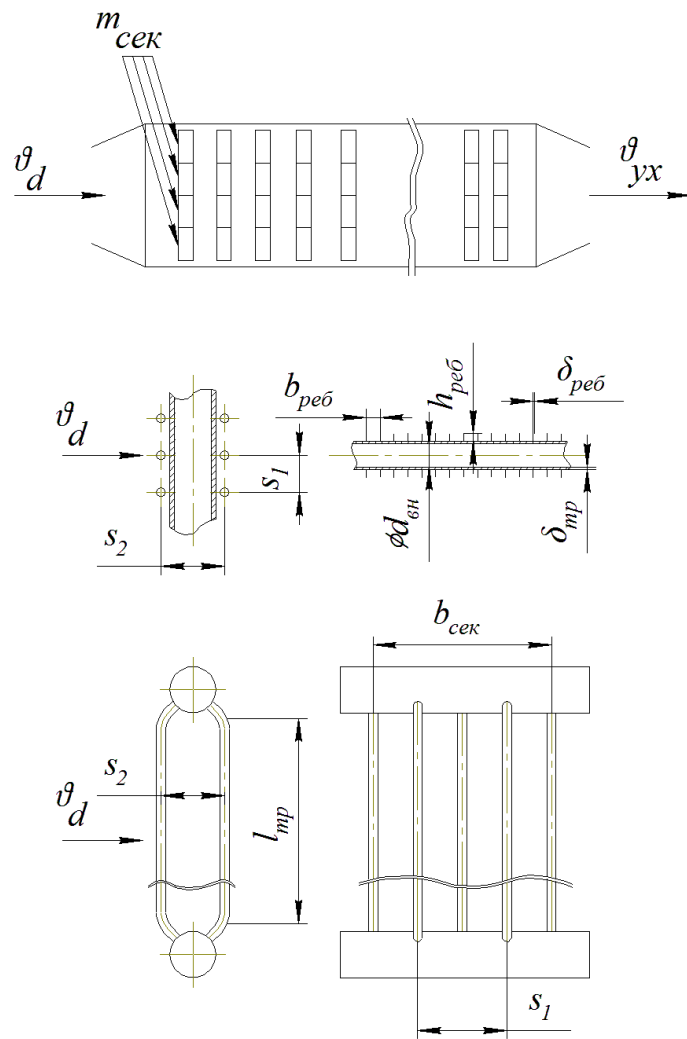


Рисунок 3.4 – Конструктивные параметры типовой секции поверхностей нагрева КУ

Задавшись в первом приближении скоростью газов на входе в газоход из диапазона $\omega_0 = 7-9$ м/с, можно оценить суммарную площадь поперечного сечения газохода для ППВД и ПП:

$$f = \frac{G_2 \cdot V_2 \cdot (\theta_d + 273)}{\omega_0 \cdot 273}; \quad (3.161)$$

где $V_2 = 1/\rho_2$, м³/кг;

ρ_2 – плотность газов при нормальных условиях, кг/м³;

G_2 – массовый расход газов, кг/с;

θ_d – температура газов перед КУ, °С.

$$f = \frac{1086,0439 \cdot 0,7668 \cdot (592,4454 + 273)}{7 \cdot 273} = 377,1377;$$

Поскольку площадь газохода f – произведение высоты труб на ширину КУ, т. е. $f = l_{mp} \cdot b_{котла}$, задаваясь числом секций в ряду $m_{сек}$ и шириной каждой секции $b_{сек}$, можно определить ширину котла, а затем его высоту:

$$b_{котла} = b_{сек} \cdot m_{сек} = 3 \cdot 6 = 18. \quad (3.162)$$

$$l_{mp} = \frac{f}{b_{котла}} = \frac{377,1377}{18} = 20,9521. \quad (3.163)$$

Пакеты ППВД и ПП расположены параллельно, их площади поперечного сечения газохода равны, м², поэтому справедливы выражения:

$$f_{ппвд} = f_{пп} = \frac{f}{2} = \frac{377,1377}{2} = 188,5688, \quad (3.164)$$

$$G_2^{ппвд} = G_2^{пп} = \frac{G_2}{2} = \frac{1086,0439}{2} = 543,0219, \quad (3.165)$$

$$m_{сек}^{ппвд} = m_{сек}^{пп} = \frac{m_{сек}}{2} = \frac{6}{2} = 3. \quad (3.166)$$

Число труб в одном ряду каждой секции ППВД и ПП:

$$m_{1mp}^{ппвд} = \frac{b_{сек}}{s_1^{ппвд}} - 1 = \frac{3}{0,092} - 1 = 32; \quad (3.167)$$

$$m_{1mp}^{пп} = \frac{b_{сек}}{s_1^{пп}} - 1 = \frac{3}{0,2} - 1 = 14. \quad (3.168)$$

Полное число труб в каждой секции ППВД и ПП:

$$m_{mp}^{ппвд} = 2 \cdot m_{1mp}^{ппвд} = 2 \cdot 32 = 64; \quad (3.169)$$

$$m_{mp}^{пп} = 2 \cdot m_{1mp}^{пп} = 2 \cdot 14 = 28. \quad (3.170)$$

Площадь проходного сечения котла для газов в зоне ППВД и ПП определяется, как разность площади поперечного сечения газохода и суммарной площади в свету труб первого ряда:

$$F_{np}^{nn\delta\delta} = f_{nn\delta\delta} - m_{lmp}^{nn\delta\delta} \cdot m_{сек}^{nn\delta\delta} \cdot (d_{нар}^{nn\delta\delta} \cdot l_{mp} + 2 \cdot \frac{l_{mp}}{b_{реб}} \cdot h_{реб} \cdot \delta_{реб}); \quad (3.171)$$

$$F_{np}^{nn\delta\delta} = 188,5688 - 32 \cdot 3 \cdot (0,045 \cdot 20,9521 + 2 \cdot \frac{20,9521}{0,005} \cdot 0,009 \cdot 0,001) = 90,8148;$$

$$F_{np}^{nn} = f_{nn} - m_{lmp}^{nn} \cdot m_{сек}^{nn} \cdot (d_{нар}^{nn} \cdot l_{mp} + 2 \cdot \frac{l_{mp}}{b_{реб}} \cdot h_{реб} \cdot \delta_{реб}); \quad (3.172)$$

$$F_{np}^{nn} = 188,5688 - 14 \cdot 3 \cdot (0,14 \cdot 20,9521 + 2 \cdot \frac{20,9521}{0,005} \cdot 0,009 \cdot 0,001) = 62,2026;$$

Скорость газов в межтрубном пространстве ППВД и ПП:

$$\omega_z^{nn\delta\delta} = \frac{G_z^{nn\delta\delta} \cdot V_z \cdot (\theta_{cp}^{nn\delta\delta} + 273)}{F_{np}^{nn\delta\delta} \cdot 273}; \quad (3.173)$$

$$\omega_z^{nn\delta\delta} = \frac{543,0219 \cdot 0,7668 \cdot (519,2309 + 273)}{90,8148 \cdot 273} = 13,3053;$$

$$\omega_z^{nn} = \frac{G_z^{nn} \cdot V_z \cdot (\theta_{cp}^{nn} + 273)}{F_{np}^{nn} \cdot 273}; \quad (3.174)$$

$$\omega_z^{nn} = \frac{543,0219 \cdot 0,7668 \cdot (519,2309 + 273)}{62,2026 \cdot 273} = 19,4255;$$

Скорость пара в трубках ППВД и ПП:

$$\omega_n^{nn\delta\delta} = \frac{4 \cdot D_{\delta\delta} \cdot v_{nn\delta\delta}}{\pi \cdot (d_{вн}^{nn\delta\delta})^2 \cdot m_{mp}^{nn\delta\delta} \cdot m_{сек}^{nn\delta\delta}} = \frac{4 \cdot 103,7988 \cdot 0,0215}{\pi \cdot 0,037^2 \cdot 64 \cdot 3} = 10,8304, \quad (3.175)$$

$$\omega_n^{nn} = \frac{4 \cdot D_{nn} \cdot v_{nn}}{\pi \cdot (d_{вн}^{nn})^2 \cdot m_{mp}^{nn} \cdot m_{сек}^{nn}} = \frac{4 \cdot 158 \cdot 0,0861}{\pi \cdot 0,132^2 \cdot 28 \cdot 3} = 11,8384, \quad (3.176)$$

где $v_{nn\delta\delta} = f(P_0^{\delta\delta}, t_{cp}^{nn\delta\delta})$, $v_{nn} = f(P_0^{\delta\delta}, t_{cp}^{nn})$ – удельные объемы пара, м³/кг,
 m_{mp} – число труб в одной секции;

$m_{сек}$ – число секций в одном ряду.

Определение поверхности теплообмена одной секции ППВД и ПП:

Площадь поверхности гладкой трубы, m^2 :

$$F_{эл.тр.}^{nn\delta\delta} = \pi \cdot d_n^{nn\delta\delta} \cdot l_{тр} = \pi \cdot 0,045 \cdot 20,9521 = 2,962, \quad (3.177)$$

$$F_{эл.тр.}^{nn} = \pi \cdot d_n^{nn} \cdot l_{тр} = \pi \cdot 0,14 \cdot 20,9521 = 9,2152, \quad (3.178)$$

где d_n – наружный диаметр трубы, м:

$$d_n^{nn\delta\delta} = d_{вн}^{nn\delta\delta} + 2 \cdot \delta_{тр} = 0,037 + 2 \cdot 0,004 = 0,045, \quad (3.179)$$

$$d_n^{nn} = d_{вн}^{nn} + 2 \cdot \delta_{тр} = 0,132 + 2 \cdot 0,004 = 0,14. \quad (3.180)$$

Площадь боковых поверхностей ребра, m^2 :

$$F_{реб}^{nn\delta\delta} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[\left(d_n^{nn\delta\delta} + 2 \cdot h_{реб} \right)^2 - \left(d_n^{nn\delta\delta} \right)^2 \right]; \quad (3.181)$$

$$F_{реб}^{nn\delta\delta} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[\left(0,045 + 2 \cdot 0,009 \right)^2 - 0,045^2 \right] = 0,0031;$$

$$F_{реб}^{nn} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[\left(d_n^{nn} + 2 \cdot h_{реб} \right)^2 - \left(d_n^{nn} \right)^2 \right]; \quad (3.182)$$

$$F_{реб}^{nn} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[\left(0,14 + 2 \cdot 0,009 \right)^2 - 0,14^2 \right] = 0,0084;$$

Площадь внутренней торцевой поверхности ребра, m^2 :

$$F_{вн.реб}^{nn\delta\delta} = \pi \cdot d_n^{nn\delta\delta} \cdot \delta_{реб} = \pi \cdot 0,045 \cdot 0,001 = 0,0001 \quad (3.183)$$

$$F_{вн.реб}^{nn} = \pi \cdot d_n^{nn} \cdot \delta_{реб} = \pi \cdot 0,14 \cdot 0,001 = 0,0004 \quad (3.184)$$

Площадь наружной торцевой поверхности ребра, m^2 :

$$F_{н.реб}^{nn\delta} = \pi \cdot (d_n^{nn\delta} + 2 \cdot h_{реб}) \cdot \delta_{реб}; \quad (3.185)$$

$$F_{н.реб}^{nn\delta} = \pi \cdot (0,045 + 2 \cdot 0,009) \cdot 0,001 = 0,0002;$$

$$F_{н.реб}^{nn} = \pi \cdot (d_n^{nn} + 2 \cdot h_{реб}) \cdot \delta_{реб}; \quad (3.186)$$

$$F_{н.реб}^{nn} = \pi \cdot (0,14 + 2 \cdot 0,009) \cdot 0,001 = 0,0005.$$

Площадь поверхности теплообмена одной оребренной трубы, м²:

$$F_{тр}^{nn\delta} = F_{эл.тр}^{nn\delta} + (F_{реб}^{nn\delta} + F_{н.реб}^{nn\delta} - F_{вн.реб}^{nn\delta}) \cdot \frac{l_{тр}}{b_{реб}}; \quad (3.187)$$

$$F_{тр}^{nn\delta} = 2,962 + (0,0031 + 0,0002 - 0,0001) \cdot \frac{20,9521}{0,005} = 15,995;$$

$$F_{тр}^{nn} = F_{эл.тр}^{nn} + (F_{реб}^{nn} + F_{н.реб}^{nn} - F_{вн.реб}^{nn}) \cdot \frac{l_{тр}}{b_{реб}}; \quad (3.188)$$

$$F_{тр}^{nn} = 9,2152 + (0,0084 + 0,0005 - 0,0004) \cdot \frac{20,9521}{0,005} = 44,7596;$$

Площадь поверхности теплообмена одной секции (двух рядов труб), м²:

$$F_{сек}^{nn\delta} = F_{тр}^{nn\delta} \cdot m_{тр}^{nn\delta} = 15,995 \cdot 64 = 1023,6784; \quad (3.189)$$

$$F_{сек}^{nn} = F_{тр}^{nn} \cdot m_{тр}^{nn} = 44,7596 \cdot 28 = 1253,2689. \quad (3.190)$$

Определение поверхности теплообмена пароперегревателя высокого давления

Среднелогарифмический температурный напор, °С:

$$\Delta t_{nn\delta} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{м}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{м}} \right)}; \quad (3.191)$$

где $\Delta t_{м}$ – меньшая разность температур между теплоносителями;

$\Delta t_{\bar{\theta}}$ – большая разность температур.

$$\Delta t_{\mathcal{M}} = \theta_d - t_{nn\vartheta 2} = 592,4454 - 540 = 52,4454; \quad (3.192)$$

$$\Delta t_{\bar{\theta}} = \theta_{nn\vartheta} - t_s^{\vartheta} = 446,0165 - 329,652 = 116,3645; \quad (3.193)$$

$$\Delta t_{nn\vartheta} = \frac{116,3645 - 52,4454}{\ln\left(\frac{116,3645}{52,4454}\right)} = 80,2041;$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке трубы при поперечном обтекании и шахматном расположении труб, Вт/(м²·К):

$$\alpha_l = \frac{\lambda_z}{d_H^{nn\vartheta}} \left(\frac{\omega_z^{nn\vartheta} \cdot d_H^{nn\vartheta}}{\nu_z} \right)^{0,6} \cdot Pr_z^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s; \quad (3.194)$$

где ω_z – скорость газов в ПП, п.6;

λ_z – теплопроводность газов, Вт/(м·К);

ν_z – кинематическая вязкость, м²/с;

Pr_z – число Прандтля для газов.

Значения параметров λ_z , ν_z , Pr_z принимаются по табл. 5.1 [5, с. 55] при средней температуре газов, °С,

$$\theta_{cp}^{nn\vartheta} = \frac{\theta_d + \theta_{nn\vartheta}}{2} = \frac{592,4454 + 446,0165}{2} = 519,2309. \quad (3.195)$$

C_s – поправка на компоновку пучка труб, определяется в зависимости от относительных шагов, поперечного

$$\sigma_1 = \frac{s_1^{nn\vartheta}}{d_H^{nn\vartheta}} = \frac{0,092}{0,045} = 2,0444; \quad (3.196)$$

и продольного

$$\sigma_2 = \frac{s_2^{nn\vartheta}}{d_H^{nn\vartheta}} = \frac{0,2}{0,045} = 4,4444; \quad (3.197)$$

и параметра $\varphi_{\bar{\theta}}$:

$$\varphi_{\sigma} = \left(\frac{\sigma_1 - 1}{\sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} - 1} \right); \quad (3.198)$$

$$\varphi_{\sigma} = \left(\frac{2,0444 - 1}{\sqrt{0,25 \cdot 2,0444^2 + 4,4444^2} - 1} \right) = 0,2933.$$

Так как $0,1 < \varphi_{\sigma} \leq 1,7$, то поправку на компоновку пучка труб определяем по следующей зависимости:

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_{\sigma}^{0,1} = 0,34 \cdot 0,2933^{0,1} = 0,3008. \quad (3.199)$$

Так как $z_2 > 10$, то поправка на число рядов труб по ходу газов $C_z = 1$, где z_2 – число рядов труб по ходу газов (в первом приближении задается $z_2 = 28$).

$$\alpha_1 = \frac{0,0675}{0,045} \left(\frac{13,3053 \cdot 0,045}{7,9627 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,6} \cdot 0,6281^{0,33} \cdot 1 \cdot 0,3008 = 81,9606.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от стенки к пару, Вт/(м²·К):

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_n}{d_{вн}^{nn\delta}} \left(\frac{\omega_n^{nn\delta} \cdot d_{вн}^{nn\delta}}{\nu_n} \right)^{0,8} \cdot Pr_n^{0,4}; \quad (3.200)$$

где ω_n – скорость пара в трубах, м/с,
 λ_n – теплопроводность пара в ПП, Вт/(м·К);
 ν_n – кинематическая вязкость пара, м²/с;
 Pr_n – число Прандтля для пара.

Значения параметров λ_n , ν_n , Pr_n принимаются по табл. 5.1 [5, с. 55] при средней температуре пара в пароперегревателе, °С,

$$t_{cp}^{nn\delta} = \frac{t_{nn\delta 2} + t_s^{\delta}}{2} = \frac{540 + 329,652}{2} = 434,826. \quad (3.201)$$

где t_s^{δ} – температура насыщения в барабане высокого давления.

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0601}{0,037} \left(\frac{10,8304 \cdot 0,037}{6,5937 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,6365^{0,4} = 33,2004.$$

Коэффициент теплопередачи ППВД, Вт/(м²·К):

$$k_{ппвд} = \frac{\alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{81,9606}{1 + \frac{81,9606}{33,2004}} = 23,6289 \quad (3.202)$$

Площадь поверхности теплообмена ППВД, м²:

$$F_{ппвд} = \frac{Q_{ппвд} \cdot 10^3}{k_{ппвд} \cdot \Delta t_{ппвд}} = \frac{80923,4406 \cdot 10^3}{23,6289 \cdot 80,2041} = 42700,6237, \quad (3.203)$$

где $Q_{ппвд}$ – тепловая нагрузка ППВД.

Общее число труб ПП:

$$z_{ппвд} = \frac{F_{ппвд}}{F_{тр}^{ппвд}} = \frac{42700,6237}{15,995} = 2670. \quad (3.204)$$

Число рядов секций ППВД по ходу газов, шт.:

$$z_2^{секц} = \frac{F_{ппвд}}{F_{сек}^{ппвд} \cdot m_{сек}^{ппвд}} = \frac{42700,6237}{1023,6784 \cdot 3} = 14, \quad (3.205)$$

где $m_{сек}$ – число секций в одном ряду ППВД. Число рядов секций округляется до ближайшего целого.

Число рядов труб ППВД по ходу газов, шт.:

$$z_2 = z_2^{секц} \cdot 2 = 14 \cdot 2 = 28. \quad (3.206)$$

Определение поверхности теплообмена испарителя высокого давления

Среднелогарифмический температурный напор испарителя, °С,

$$\Delta t_M = \theta_{эвдз} - t_s^{сд} = 341,8211 - 329,652 = 12,1691; \quad (3.207)$$

$$\Delta t_{\bar{o}} = \theta_{увд} - t_s^{сд} = 443,1059 - 329,652 = 113,4539. \quad (3.208)$$

$$\Delta t_{увд} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_M}\right)} = \frac{113,4539 - 12,1691}{\ln\left(\frac{113,4539}{12,1691}\right)} = 45,3684. \quad (3.209)$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке испарительного контура, α_I , Вт/(м²·К),

$$\alpha_I = \frac{\lambda_z}{d_H^{nn\delta\delta}} \left(\frac{\omega_z^{u\delta\delta} \cdot d_H^{nn\delta\delta}}{\nu_z} \right)^{0,6} \cdot Pr_z^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s; \quad (3.210)$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1^{u\delta\delta}}{d_H^{u\delta\delta}} = \frac{0,092}{0,045} = 2,0444; \quad (3.211)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2^{u\delta\delta}}{d_H^{u\delta\delta}} = \frac{0,13}{0,045} = 2,8889; \quad (3.212)$$

$$\varphi_\sigma = \left(\frac{\sigma_1 - 1}{\sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - 1}} \right), \quad (3.213)$$

$$\varphi_\sigma = \left(\frac{2,0444 - 1}{\sqrt{0,25 \cdot 2,0444^2 + 2,8889^2 - 1}} \right) = 0,5059.$$

Так как $0,1 < \varphi_\sigma \leq 1,7$, то

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,34 \cdot 0,5059^{0,1} = 0,3176; \quad (3.214)$$

Так как $z_2 = 12$, то $C_z = 1$.

$$F_{np}^{u\delta\delta} = f - m_{lmp}^{nn\delta\delta} \cdot m_{сек} \cdot (d_{нар}^{nn\delta\delta} \cdot l_{mp} + 2 \cdot \frac{l_{mp}}{b_{реб}} \cdot h_{реб} \cdot \delta_{реб}); \quad (3.215)$$

$$F_{np}^{u\delta\delta} = 377,1377 - 32 \cdot 6 \cdot (0,045 \cdot 20,9521 + 2 \cdot \frac{20,9521}{0,005} \cdot 0,009 \cdot 0,001) = 181,6295.$$

Значения параметров λ_z , ν_z , Pr_z принимаются по табл. 5.1 [5, с. 55] при средней температуре газов в испарительном контуре при средней температуре газов, °С,

$$\theta_{cp}^{u\delta\delta} = \frac{\theta_{u\delta\delta} + \theta_{\text{эв}\delta\delta 3}}{2} = \frac{443,1059 + 341,8211}{2} = 392,4635. \quad (3.216)$$

Скорость газов также определяется при средней температуре, м/с,

$$\omega_2^{ув\partial} = \frac{G_2 \cdot V_2 \cdot (\theta_{cp}^{ув\partial} + 273)}{F_{np}^{ув\partial} \cdot 273}; \quad (3.217)$$

$$\omega_2^{ув\partial} = \frac{1086,0439 \cdot 0,7668 \cdot (392,4635 + 273)}{181,6295 \cdot 273} = 11,1763;$$

$$\alpha_1 = \frac{0,0563}{0,045} \left(\frac{11,1763 \cdot 0,045}{5,93 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,6} \cdot 0,6408^{0,33} \cdot 1 \cdot 0,3176 = 78,0968.$$

Коэффициентом теплоотдачи конвекцией от стенки к пароводяному рабочему телу α_2 можно пренебречь, т.к. в испарителе происходит процесс кипения воды, при котором коэффициент теплоотдачи α_2 очень велик и значение термического сопротивления $1/\alpha_2$ стремится к нулю.

Коэффициент теплопередачи испарителя, Вт/(м²·К):

$$k_{ув\partial} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{mp}}{\lambda_m}}, \quad (3.218)$$

где δ_{mp} – толщина стенки трубы, м;

λ_m – коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м·К). Для стали 20:

$$\lambda_m = 50,6 - 0,0263 \cdot (t_{cp}^{cm} - 100), \quad (3.219)$$

где t_{cp}^{cm} – средняя температура стенки, °С:

$$t_{cp}^{cm} = \frac{\frac{\theta_{ув\partial} + \theta_{эв\partial 3}}{2} + t_s}{2}; \quad (3.220)$$

$$t_{cp}^{cm} = \frac{\frac{443,1059 + 341,8211}{2} + 329,652}{2} = 361,0577;$$

$$\lambda_m = 50,6 - 0,0263 \cdot (t_{cp}^{cm} - 100) = 50,6 - 0,0263 \cdot (361,0577 - 100) = 43,7342;$$

$$k_{ув\delta} = \frac{1}{\frac{1}{78,0968} + \frac{0,004}{43,7342}} = 77,5429.$$

Площадь поверхности теплообмена испарителя, m^2 , число рядов труб и число рядов секций по ходу газов:

$$F_{ув\delta} = \frac{Q_{ув\delta} \cdot 10^3}{k_{ув\delta} \cdot \Delta t_{ув\delta}} = \frac{118760,815 \cdot 10^3}{77,5429 \cdot 45,3684} = 33758,064, \quad (3.221)$$

$$z_{ув\delta} = \frac{F_{ув\delta}}{F_{ув\delta}^{тр}} = \frac{33758,064}{15,995} = 2111; \quad (3.222)$$

$$z_2^{секц} = \frac{F_{ув\delta}}{F_{сек}^{ув\delta} \cdot m_{сек}} = \frac{33758,064}{1023,6784 \cdot 6} = 6; \quad (3.223)$$

$$z_2 = z_2^{секц} \cdot 2 = 6 \cdot 2 = 12. \quad (3.224)$$

Определение поверхности теплообмена экономайзера высокого давления
№ 3

Среднелогарифмический температурный напор экономайзера, $^{\circ}C$,

$$\Delta t_m = \theta_{эв\delta 3} - t_s^{6\delta} = 341,8211 - 329,652 = 12,1691; \quad (3.225)$$

$$\Delta t_{\bar{\delta}} = \theta_{пн\delta} - t_{эв\delta 2} = 301,0598 - 274 = 27,0598; \quad (3.226)$$

$$\Delta t_{эв\delta 3} = \frac{\Delta t_{\bar{\delta}} - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\bar{\delta}}}{\Delta t_m}\right)} = \frac{27,0598 - 12,1691}{\ln\left(\frac{27,0598}{12,1691}\right)} = 18,6332. \quad (3.227)$$

Значения параметров λ_2 , ν_2 , Pr_2 принимаются по табл. 5.1 [5, с. 55] при средней температуре газов в экономайзере, $^{\circ}C$,

$$\theta_{cp}^{\text{эвд3}} = \frac{\theta_{увд} + \theta_{\text{эвд3}}}{2} = \frac{341,8211 + 301,0598}{2} = 321,4405. \quad (3.228)$$

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_2}{d_H^{\text{нпвд}}} \left(\frac{\omega_2^{\text{эвд3}} \cdot d_H^{\text{нпвд}}}{\nu_2} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}_2^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s. \quad (3.229)$$

Скорость газов также определяется по средней температуре, °С,

$$\omega_2^{\text{эвд3}} = \frac{G_2 \cdot V_2 \cdot (\theta_{cp}^{\text{эвд3}} + 273)}{F_{np}^{\text{увд}} \cdot 273}; \quad (3.230)$$

$$\omega_2^{\text{эвд3}} = \frac{1086,0439 \cdot 0,7668 \cdot (321,4405 + 273)}{181,6295 \cdot 273} = 9,9834;$$

$$\alpha_1 = \frac{0,0499}{0,045} \left(\frac{9,9834 \cdot 0,045}{4,893 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,6} \cdot 0,6479^{0,33} \cdot 1 \cdot 0,3176 = 72,8737.$$

Коэффициент теплопередачи экономайзера, Вт/(м²·К):

$$k_{\text{эвд3}} = \alpha_1 = 72,8737. \quad (3.231)$$

Площадь поверхности теплообмена экономайзера, м², и количество рядов труб по ходу газов:

$$F_{\text{эвд3}} = \frac{Q_{\text{эвд3}} \cdot 10^3}{k_{\text{эвд3}} \cdot \Delta t_{\text{эвд3}}} = \frac{47408,248 \cdot 10^3}{72,8737 \cdot 18,6332} = 34913,6572, \quad (3.232)$$

$$z_{\text{эвд3}} = \frac{F_{\text{эвд3}}}{F_{np}^{\text{нпвд}}} = \frac{34913,6572}{15,995} = 2183; \quad (3.233)$$

$$z_2^{\text{секц}} = \frac{F_{\text{эвд3}}}{F_{сек}^{\text{нпвд}} \cdot m_{сек}} = \frac{34913,6572}{1023,6784 \cdot 6} = 6; \quad (3.234)$$

$$z_2 = z_2^{\text{секц}} \cdot 2 = 6 \cdot 2 = 12. \quad (3.235)$$

Результаты конструкторского расчета трехконтурного котла-утилизатора сводятся в таблицу 3.3.

Таблица 3.3 - Результаты конструкторского расчета трехконтурного КУ

Наименование величины	Обозначение	Значение
Высота труб, м	$l_{тр}$	20,9521
Ширина секции, м	$b_{секц}$	3
Ширина котла, м	$b_{котла}$	18
Температурный напор в ППВД, °С	$\Delta t_{ппвд}$	80,2041
Коэффициент теплоотдачи в ППВД, Вт/(м ² ·К)	α_1	81,9606
Коэффициент теплоотдачи в ППВД, Вт/(м ² ·К)	α_2	33,2004
Коэффициент теплопередачи в ППВД, Вт/(м ² ·К)	$k_{ппвд}$	23,6289
Площадь теплообмена в ППВД, м ²	$F_{ппвд}$	42700,6237
Число рядов труб по ходу газов, штук	z_2	28
Скорость газов в ППВД, м/с	$\omega_2^{ппвд}$	13,3053
Скорость пара в ППВД, м/с	$\omega_n^{ппвд}$	10,8304
Температурный напор в ПП, °С	$\Delta t_{пп}$	54,4538
Коэффициент теплоотдачи в ПП, Вт/(м ² ·К)	α_1	124,0338
Коэффициент теплоотдачи в ПП, Вт/(м ² ·К)	α_2	27,2904
Коэффициент теплопередачи в ПП, Вт/(м ² ·К)	$k_{пп}$	22,3687
Площадь теплообмена в ПП, м ²	$F_{пп}$	55353,8869
Число рядов труб по ходу газов в ПП, штук	z_2	30
Скорость газов в ПП, м/с	$\omega_2^{пп}$	19,4255
Скорость пара в ПП, м/с	$\omega_n^{пп}$	11,8384
Температурный напор в ППСД, °С	$\Delta t_{ппсд}$	126,5561
Коэффициент теплоотдачи в ППСД, Вт/(м ² ·К)	α_1	74,5383
Коэффициент теплоотдачи в ППСД, Вт/(м ² ·К)	α_2	38,5116
Коэффициент теплопередачи в ППСД, Вт/(м ² ·К)	$k_{ппсд}$	25,3922
Площадь теплообмена в ППСД, м ²	$F_{ппсд}$	1073,5829
Число рядов труб по ходу газов в ППСД, штук	z_2	2
Скорость газов в ППСД, м/с	$\omega_2^{ппсд}$	7,9029
Скорость пара в ППСД, м/с	$\omega_n^{ппсд}$	9,536
Температурный напор в ИВД, °С	$\Delta t_{ивд}$	45,3684
Коэффициент теплоотдачи в ИВД, Вт/(м ² ·К)	α_1	78,0968
Коэффициент теплопередачи в ИВД, Вт/(м ² ·К)	$k_{ивд}$	77,5429
Площадь теплообмена в ИВД, м ²	$F_{ивд}$	33758,064
Число рядов труб по ходу газов в ИВД, штук	z_2	12
Скорость газов в ИВД, м/с	$\omega_2^{ивд}$	11,1763
Температурный напор в ЭВД-3, °С	$\Delta t_{эвд3}$	18,6332

Продолжение таблицы 3.3

Коэффициент теплоотдачи в ЭВД-3, Вт/(м ² ·К)	α_1	72,8737
Коэффициент теплопередачи в ЭВД-3, Вт/(м ² ·К)	$k_{\text{эвд}3}$	72,8737
Площадь теплообмена в ЭВД-3, м ²	$F_{\text{эвд}3}$	34913,6572
Число рядов труб по ходу газов в ЭВД-3, штук	z_2	12
Скорость газов в ЭВД-3, м/с	$\omega_2^{\text{эвд}3}$	9,9834
Температурный напор в ППНД, °С	$\Delta t_{\text{ппнд}}$	53,5457
Коэффициент теплоотдачи в ППНД, Вт/(м ² ·К)	α_1	51,5384
Коэффициент теплоотдачи в ППНД, Вт/(м ² ·К)	α_2	38,182
Коэффициент теплопередачи в ППНД, Вт/(м ² ·К)	$k_{\text{ппнд}}$	21,933
Площадь теплообмена в ППНД, м ²	$F_{\text{ппнд}}$	2065,4802
Число рядов труб по ходу газов в ППНД, штук	z_2	2
Скорость газов в ППНД, м/с	$\omega_2^{\text{ппнд}}$	8,664
Скорость пара в ППНД, м/с	$\omega_n^{\text{ппнд}}$	10,3976
Температурный напор в ИСД, °С	$\Delta t_{\text{исд}}$	43,6041
Коэффициент теплоотдачи в ИСД, Вт/(м ² ·К)	α_1	59,7708
Коэффициент теплопередачи в ИСД, Вт/(м ² ·К)	$k_{\text{исд}}$	59,4627
Площадь теплообмена в ИСД, м ²	$F_{\text{исд}}$	6668,4975
Число рядов труб по ходу газов в ИСД, штук	z_2	4
Скорость газов в ИСД, м/с	$\omega_2^{\text{исд}}$	9,4785
Температурный напор в ЭВД-2, °С	$\Delta t_{\text{эвд}2}$	17,0698
Коэффициент теплоотдачи в ЭВД-2, Вт/(м ² ·К)	α_1	69,4415
Коэффициент теплопередачи в ЭВД-2, Вт/(м ² ·К)	$k_{\text{эвд}2}$	69,4415
Площадь теплообмена в ЭВД-2, м ²	$F_{\text{эвд}2}$	27454,5157
Число рядов труб по ходу газов в ЭВД-2, штук	z_2	10
Скорость газов в ЭВД-2, м/с	$\omega_2^{\text{эвд}2}$	9,1117
Температурный напор в ЭСД, °С	$\Delta t_{\text{эсд}}$	34,5425
Коэффициент теплоотдачи в ЭСД, Вт/(м ² ·К)	α_1	49,9755
Коэффициент теплопередачи в ЭСД, Вт/(м ² ·К)	$k_{\text{эсд}}$	49,9755
Площадь теплообмена в ЭСД, м ²	$F_{\text{эсд}}$	2330,1924
Число рядов труб по ходу газов в ЭСД, штук	z_2	2
Скорость газов в ЭСД, м/с	$\omega_2^{\text{эсд}}$	8,8425
Температурный напор в ИНД, °С	$\Delta t_{\text{инд}}$	84,7765
Коэффициент теплоотдачи в ИНД, Вт/(м ² ·К)	α_1	49,553
Коэффициент теплопередачи в ИНД, Вт/(м ² ·К)	$k_{\text{инд}}$	49,3439
Площадь теплообмена в ИНД, м ²	$F_{\text{инд}}$	4304,728

Продолжение таблицы 3.3	в в ИНД, штук	z_2	2
Скорость газов в ИНД, м/с		$\omega_2^{инд}$	8,6804
Температурный напор в ЭВД, °С		$\Delta t_{эвд}$	18,7305
Коэффициент теплоотдачи в ЭВД, Вт/(м ² ·К)		α_l	66,2628
Коэффициент теплопередачи в ЭВД, Вт/(м ² ·К)		$k_{эвд}$	66,2628
Площадь теплообмена в ЭВД, м ²		$F_{эвд}$	37291,9966
Число рядов труб по ходу газов в ЭВД, штук		z_2	14
Скорость газов в ЭВД, м/с		$\omega_2^{эвд}$	8,2064
Температурный напор в ГПК, °С		$\Delta t_{гпк}$	44,4387
Коэффициент теплоотдачи в ГПК, Вт/(м ² ·К)		α_l	61,4898
Коэффициент теплопередачи в ГПК, Вт/(м ² ·К)		$k_{гпк}$	61,4898
Площадь теплообмена в ГПК, м ²		$F_{гпк}$	33484,9141
Число рядов труб по ходу газов в ГПК, штук		z_2	12
Скорость газов в ГПК, м/с		$\omega_2^{гпк}$	7,178

3.4 Укрупненный расчет паровой турбины

Паровая теплофикационная турбина SST-3000 представляет собой двухцилиндровый агрегат с промежуточным перегревом пара. Основные заводские показатели турбины SST-3000 представлены в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Основные заводские показатели турбины SST-3000

Наименование показателя	Значение показателя
Выходная мощность	До 250 МВт
Давление на входе ЦВД	До 177 бар
Температура на входе ЦВД	До 600°С
Температура промперегрева	До 600°С
Частота вращения	3 000 – 3 600 об./мин
Площадь выхлопа	от 5 до 16 м ²

Расчет внутреннего относительного КПД паровой турбины проводится по приближенным формулам в три этапа. Сначала определим КПД части высокого давления (до смешения с потоком пара из промежуточного пароперегревателя), далее относительный КПД части средне-низкого давления (до отбора пара на деаэрацию), затем относительный КПД части низкого давления (до выхлопа в конденсатор). Процесс расширения пара в турбине в $h-s$ диаграмме показан на рисунке 3.5. Турбину выполняем с дроссельным парораспределением.

Начальные параметры пара перед стопорным клапаном:

$$p_0^{ВД} = 12,8 \text{ МПа};$$

$$t_0^{ВД} = 540 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$h_{ппвд} = f(P_0^{ВД}, t_0^{ВД}) = 3447,209 \text{ кДж/кг}.$$

Находим на h - S – диаграмме на рисунке 3.5 точку A' . С учетом дросселирования пара в регулирующих органах ЦВД давление пара на входе в проточную часть, МПа,

$$P_0'^{ВД} = P_0^{ВД} * \eta_{др}^{ЦВД}; \quad (3.236)$$

$$P_0'^{ВД} = 12,8 * 0,97 = 12,416;$$

где $\eta_{др}^{ЦВД}$ – потери от дросселирования в цилиндре высокого давления.

Теоретический процесс расширения пара от давления $P_0'^{ВД}$ до давления $P_0^{сд}$, соответствующего давлению за ЦВД, изображается линией $A'B_0$. Для нахождения внутреннего относительного КПД проточной части цилиндра высокого давления, находим средний удельный объем, $V_{ср}^{ВД}$, $\text{м}^3/\text{кг}$,

$$V_{ср}^{ВД} = \sqrt{V_0^{ВД} * V_z^{ВД}}, \quad (3.237)$$

где $V_0^{ВД}$ – удельный объем пара на входе в проточную часть ЦВД, $\text{м}^3/\text{кг}$, находится по $P_0'^{ВД}$ и $h_{ппвд}$;

$V_z^{ВД}$ – удельный объем пара на выходе из проточной части ЦВД, $\text{м}^3/\text{кг}$, находится по $P_0^{сд}$ и $s^{ВД} = f(P_0'^{ВД}, h_{ппвд}) = 6,5986 \text{ кДж/кг} * ^{\circ}\text{C}$;

$$V_{ср}^{ВД} = \sqrt{0,027695 * 0,069714} = 0,0439.$$

Энтальпия в конце теоретического процесса расширения пара ЦВД, кДж/кг,

$$h_{B_0} = f(P_0^{сд}, s^{ВД}) = 3088,643;$$

Располагаемый теплоперепад ЦВД, кДж/кг,

$$H_0^{ЦВД} = h_{ппвд} - h_{B_0} = 3447,209 - 3088,643 = 358,566. \quad (3.238)$$

Внутренний относительный КПД проточной части высокого давления:

$$\eta_{oi}^{ЦВД} = \left(0,925 - \frac{0,5}{D_{ЦВД} * V_{ср}^{ЦВД}}\right) * \left(1 + \frac{H_0^{ЦВД} - 600}{20000}\right); \quad (3.239)$$

$$\eta_{oi}^{цвд} = \left(0,925 - \frac{0,5}{148 \cdot 0,0439}\right) * \left(1 + \frac{358,566 - 600}{20000}\right) = 0,8379.$$

Полезно использованный теплоперепад ЦВД, кДж/кг,

$$H_i^{цвд} = H_0^{цвд} * \eta_{oi}^{цвд} = 358,566 * 0,8379 = 300,4338. \quad (3.240)$$

Действительная энтальпия на выходе ЦВД (точка В), кДж/кг,

$$h_{цвд2} = h_{ппвд} - H_i^{цвд} = 3447,209 - 300,4338 = 3146,7752; \quad (3.241)$$

Параметры в точках С и С' определим с учетом потери давления от транспортировки, гидравлических потерь в контуре промперегрева и дросселирования пара в регулирующих органах ЦНД, МПа,

$$P_0^{сд} = P_0^{сд} * \eta_{тр} = 3,8 * 0,98 = 3,724, \quad (3.242)$$

где $\eta_{тр}$ – потери на транспорт;

$$P_0^{''сд} = P_0^{сд} * \eta_{др}^{цнд} = 3,724 * 0,97 = 3,6123, \quad (3.243)$$

где $\eta_{др}^{цнд}$ – потери от дросселирования в цилиндре низкого давления.

Теоретический процесс расширения пара от давления $P_0^{''сд}$ до давления P_k , соответствующего давлению за ЦНД, изображается линией $C'E_0$. Находим общий располагаемый теплоперепад ЦНД, кДж/кг,

$$H_0^{цнд} = h_{пп2} - h_{E_0} = 3573,512 - 2198,389 = 1375,123. \quad (3.244)$$

где h_{E_0} – энтальпия в конце теоретического процесса расширения пара ЦНД, кДж/кг, при P_k и $s^{нд1} = f(P_0^{''сд}, h_{пп2}) = 7,2974$ кДж/кг * °С;

Делим общий располагаемый теплоперепад ЦНД на 2 части (ЦНД-1 и ЦНД-2) по точке отбора пара на деаэрацию при $P_d = 0,15$ МПа. Теоретический теплоперепад ЦНД-1, кДж/кг,

$$H_0^{цнд1} = h_{пп2} - h_{D_0} = 3573,512 - 2722,225 = 851,287, \quad (3.245)$$

где h_{D_0} – энтальпия в конце теоретического процесса расширения пара ЦНД-1 при $P_d = 0,15$ МПа, кДж/кг.

Средний удельный объем ЦНД-1, м³/кг,

$$V_{ср}^{цнд1} = \sqrt{V_0^{нд1} * V_z^{нд1}}, \quad (3.246)$$

где $V_0^{\text{нд1}}$ – удельный объем пара на входе в проточную часть ЦНД-1, м³/кг, находится по $P_0^{\prime\prime\text{сд}}$ и $h_{\text{пп2}}$;

$V_z^{\text{нд1}}$ – удельный объем пара на выходе из проточной части ЦНД-1, м³/кг, находится по h_{D_0} и $s^{\text{нд1}}$.

$$V_{\text{ср}}^{\text{нд1}} = \sqrt{0,103477 * 1,205234} = 0,3531.$$

Внутренний относительный КПД проточной части ЦНД-1:

$$\eta_{oi}^{\text{нд1}} = \left(0,925 - \frac{0,5}{D_{\text{пп}} * V_{\text{ср}}^{\text{нд1}}}\right) * \left(1 + \frac{H_0^{\text{нд1}} - 600}{20000}\right) * k_{\text{вл}}^{\text{нд1}}, \quad (3.247)$$

где $k_{\text{вл}}^{\text{нд1}} = 1$ – коэффициент влажности ЦНД-1;

$$\eta_{oi}^{\text{нд1}} = \left(0,925 - \frac{0,5}{158 * 0,3531}\right) * \left(1 + \frac{851,287 - 600}{20000}\right) * 1 = 0,9275.$$

Полезно использованный теплоперепад ЦНД-1, кДж/кг,

$$H_i^{\text{нд1}} = H_0^{\text{нд1}} * \eta_{oi}^{\text{нд1}} = 851,287 * 0,9275 = 789,6099. \quad (3.248)$$

Действительная энтальпия на выходе ЦНД-1 (точка D), кДж/кг,

$$h_D = h_{\text{пп2}} - H_i^{\text{нд1}} = 3573,512 - 789,6099 = 2783,9021; \quad (3.249)$$

Располагаемый теплоперепад ЦНД-2 (отрезок DE'_0), кДж/кг,

$$H_0^{\text{нд2}} = h_D - h_{E'_0} = 2783,9021 - 2243,47 = 540,4321, \quad (3.250)$$

где $h_{E'_0}$ – энтальпия в конце теоретического процесса расширения пара ЦНД-2, кДж/кг, при P_K и $s^{\text{нд2}} = f(P_D, h_D) = 7,4466$ кДж/кг * °С;

Относительная потеря с выходной скоростью ЦНД-2,

$$\varepsilon_{\text{вс}} = \frac{\Delta H_{\text{вс2}}}{H_0^{\text{нд2}}} = \frac{66}{540,4321} = 0,1221, \quad (3.251)$$

где $\Delta H_{\text{вс2}}$ – потери с выходной скоростью при $D_{\text{пп}}$ и $V_z^{\text{нд2}}$;

Коэффициент, учитывающий влияние влажности

$$k_{\text{вл}}^{\text{цнд}2} = 1 - 0,4 * (1 - \beta_{\text{вл}}) * (y_1^{\text{цнд}2} + y_2^{\text{цнд}2}) * \left(\frac{H_0^{\text{вл}}}{H_0^{\text{цнд}2}} \right), \quad (3.252)$$

где $y_1^{\text{цнд}2}$ и $y_2^{\text{цнд}2}$ – степени влажности в начале и конце процесса расширения ЦНД-2;

$H_0^{\text{вл}}$ – часть располагаемого теплоперепада ЦНД-2, расположенная в области влажного пара (ниже пограничной кривой $X = 1$);

$\beta_{\text{вл}}$ – коэффициент, учитывающий влияние средней влажности на внутренний относительный КПД;

$$k_{\text{вл}}^{\text{цнд}2} = 1 - 0,4 * (1 - 0,1) * (0 + 0,1276) * \left(\frac{420,03}{540,4321} \right) = 0,9643,$$

Внутренний относительный КПД проточной части ЦНД-2:

$$\eta_{oi}^{\text{цнд}2} = 0,87 * \left(1 + \frac{H_0^{\text{цнд}2} - 400}{10000} \right) * k_{\text{вл}}^{\text{цнд}2} - \varepsilon_{\text{вс}}; \quad (3.253)$$

$$\eta_{oi}^{\text{цнд}2} = 0,87 * \left(1 + \frac{540,4321 - 400}{10000} \right) * 0,9643 - 0,1221 = 0,7286.$$

Полезно использованный теплоперепад ЦНД-2, кДж/кг,

$$H_i^{\text{цнд}2} = H_0^{\text{цнд}2} * \eta_{oi}^{\text{цнд}2} = 540,4321 * 0,7286 = 393,7634. \quad (3.254)$$

Действительная энтальпия на выходе ЦНД-2 (точка Е), энтальпия пара в конденсаторе, кДж/кг,

$$h_E = h_D - H_i^{\text{цнд}2} = 2783,9021 - 393,7634 = 2390,1387; \quad (3.255)$$

Уточняем степень влажности пара, КПД проточной части, полезно использованный теплоперепад и действительную энтальпию на выходе ЦНД-2 при новом значении $y_2^{\text{цнд}2} = 0,067$:

$$k_{\text{вл}}^{\text{цнд}2} = 1 - 0,4 * (1 - 0,1) * (0 + 0,0672) * \left(\frac{420,03}{540,4321} \right) = 0,9812,$$

$$\eta_{oi}^{\text{цнд}2} = 0,87 * \left(1 + \frac{540,4321 - 400}{10000} \right) * 0,9812 - 0,1221 = 0,7435,$$

$$H_i^{\text{цнд}2} = 540,4321 * 0,7435 = 401,8076,$$

$$h_E = 2783,9021 - 401,8076 = 2382,0945.$$

Суммарный полезно использованный теплоперепад ЦНД, кДж/кг,

$$H_i^{\text{цнд}} = H_i^{\text{цнд}1} + H_i^{\text{цнд}2} = 630,2651 + 561,5163 = 1191,7814. \quad (3.256)$$

Внутренняя мощность паровой турбины, кВт,

$$N_i^{\text{ПТУ}} = D_{\text{цвд}} * H_i^{\text{цвд}} + D_{\text{пп}} * H_i^{\text{цнд}1} + (D_{\text{пп}} - D_{\text{д}}) * H_i^{\text{цнд}2}, \quad (3.257)$$

где $D_{\text{д}}$ – расход пара на деаэрацию в конденсаторе, кг/с,

$$N_i^{\text{ПТУ}} = 148 * 300,4338 + 158 * 789,6099 + (158 - 1) * 401,8076 = 232306,3599.$$

Располагаемая мощность паровой турбины, кВт,

$$N_0^{\text{ПТУ}} = D_{\text{цвд}} * H_0^{\text{цвд}} + D_{\text{пп}} * H_0^{\text{цнд}1} + (D_{\text{пп}} - D_{\text{д}}) * H_0^{\text{цнд}2}; \quad (3.258)$$

$$N_0^{\text{ПТУ}} = 148 * 358,566 + 158 * 851,287 + (158 - 1) * 540,4321 = 272418,9466.$$

Мощностной относительный внутренний КПД паровой турбины:

$$\eta_{oi}^{\text{ПТУ}} = N_i^{\text{ПТУ}} / N_0^{\text{ПТУ}} = 232306,3599 / 272418,9466 = 0,8528. \quad (3.259)$$

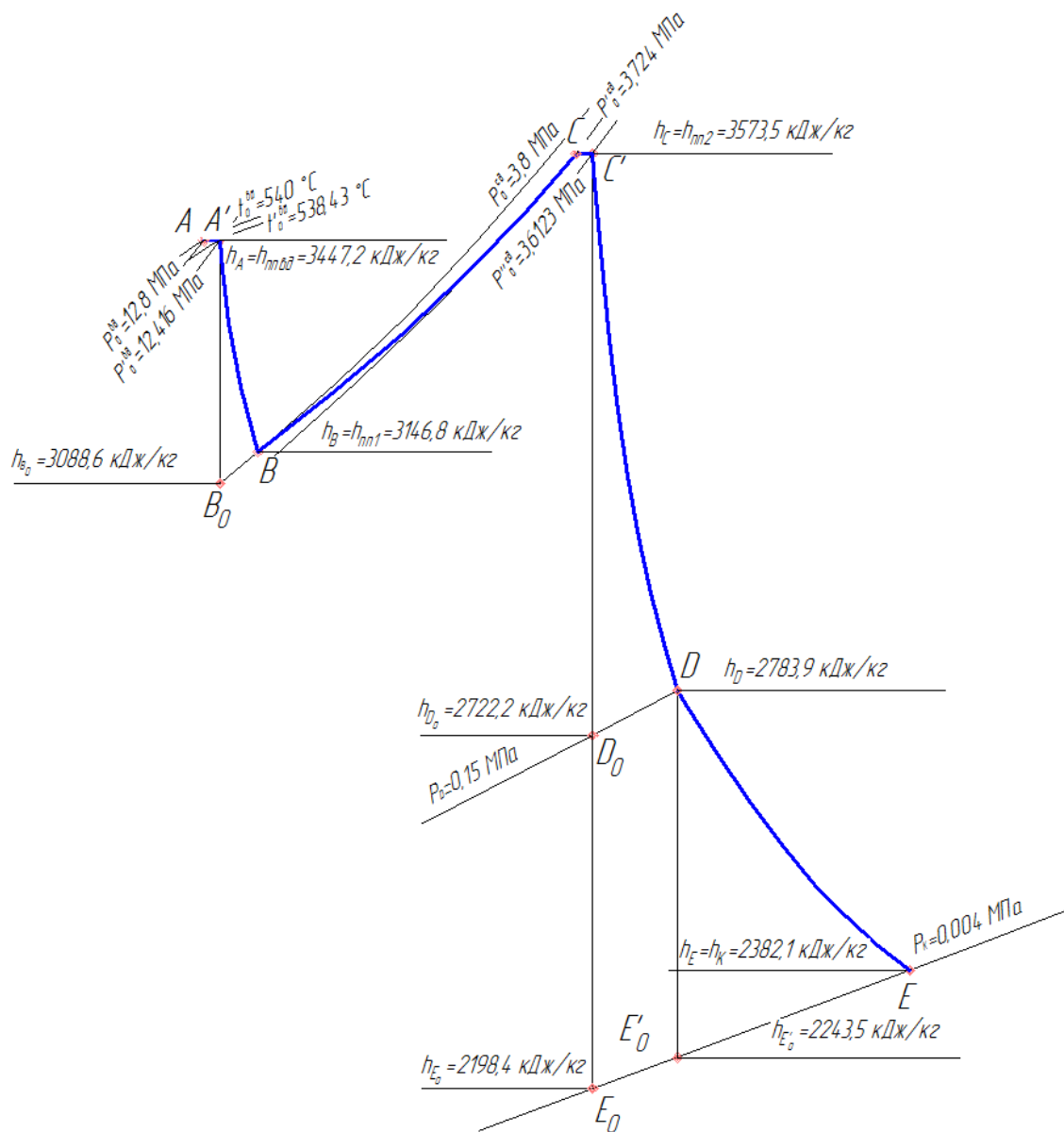
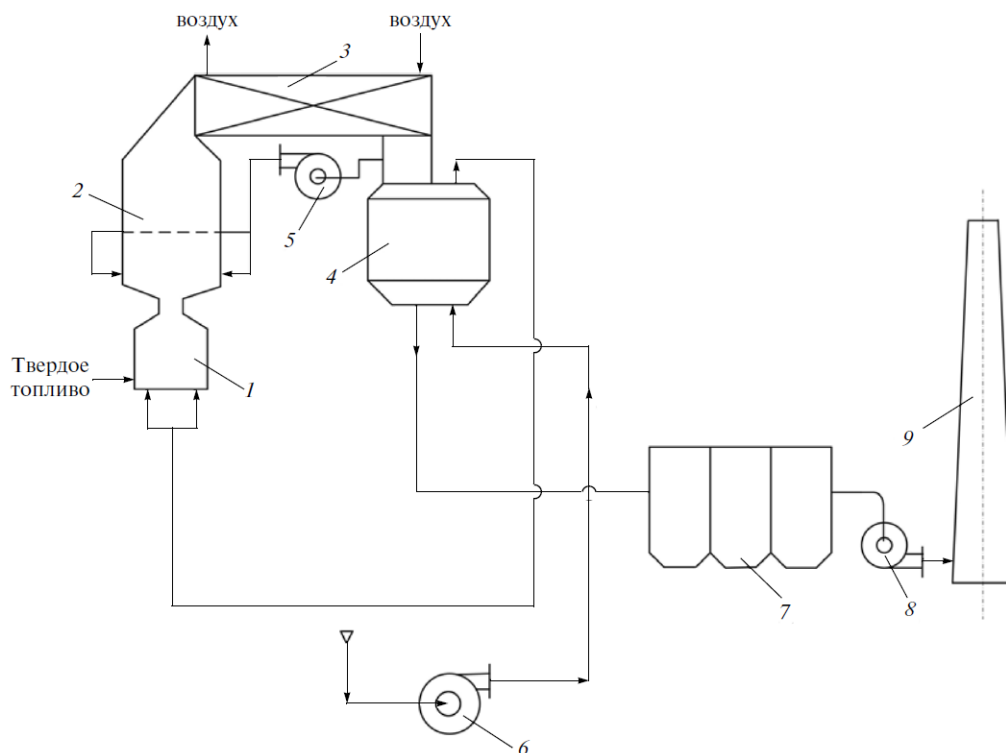


Рисунок 3.5 – Процесс расширения пара в турбине

3.5 Конструкторский расчет воздушного котла



1 – адиабатный предтопок; 2 – камера смешения; 3 – конвективные воздухонагреватели; 4 – регенеративный воздухоподогреватель; 5 – дымосос рециркуляции газов; 6 – дутьевой вентилятор; 7 – система очистки дымовых газов; 8 – дымосос; 9 – дымовая труба

Рисунок 3.6 – Схема конвективной воздухонагревательной установки

Для вертикального предтопка примем коэффициент уноса золы $a_{yn} = 0,3$, соответствующие значения энтальпий внесем в табл. 3.5.

Таблица 3.5 – Энтальпии продуктов сгорания и воздуха

$t, ^\circ\text{C}$	$H_{\Gamma}^0, \text{кДж/кг}$	$H_{\text{В}}^0, \text{кДж/кг}$	$H_{\text{ЗЛ}}, \text{кДж/кг}$	$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) H_{\text{В}}^0 + H_{\text{ЗЛ}}, \text{кДж/кг}$		
				Топка, $\alpha_{\Gamma}=1,6$	ПЦВ и ПДВ, $\alpha_{\text{ЦВ}} = \alpha_{\text{ДВ}}=1,63$	РВП, $\alpha_{\text{РВП}}=1,83$
100	685,56	550,61	1,79	1017,72	1034,23	1144,36
200	1389,4	1107,85	3,75	2057,86	2091,1	2312,67
300	2116,28	1672,15	5,86	3125,43	3175,59	3510,02
400	2860,93	2248,89	7,99	4218,25	4285,72	4735,5
500	3628,24	2842,23	10,17	5343,75	5429,01	5997,46
600	4416,61	3443,88	12,43	6495,37	6598,68	7287,46
700	5224,47	4062,11	14,7	7676,44	7798,3	8610,72
800	6046,91	4684,5	17,03	8874,64	9015,17	9952,08
900	6889,65	5324,78	19,43	10103,17	10262,87	11327,57
1000	7745,38	5966,62	21,84	11347,19	11526,19	12719,51

Тепловая нагрузка подогревателя циклового воздуха воздушного котла, кДж/с,

$$Q_{\text{цв}} = G'_T * (h_{b2} - h_{b1}), \quad (3.260)$$

$$Q_{\text{цв}} = 657,4942 * (1222,9809 - 537,4879) = 450707,7032.$$

Находим температурный напор $\Delta t_{\text{цв}}$, °С, который определяется по формуле

$$\Delta t_{\text{цв}} = \psi * \Delta t_{\text{прт}}, \quad (3.261)$$

где ψ – поправка на перекрестное движение сред, принимаем $\psi = 0,85$;
 $\Delta t_{\text{прт}}$ – температурный напор противотока, °С, определяется по формуле

$$\Delta t_{\text{прт}} = \frac{\Delta t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 * \lg \frac{\Delta t_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (3.262)$$

$$\Delta t_{\text{г}} = \vartheta'_{\text{цв}} - t_{b2} = 1000 - 900 = 100, \quad (3.263)$$

$$\Delta t_{\text{м}} = \vartheta''_{\text{цв}} - t_{b1} = 450 - 425,8856 = 24,1144, \quad (3.264)$$

где $\vartheta'_{\text{цв}}$ и $\vartheta''_{\text{цв}}$ – температуры газов до и после ПЦВ;

$$\Delta t_{\text{прт}} = \frac{100 - 24,1144}{2,3 * \lg \frac{100}{24,1144}} = 53,4118,$$

$$\Delta t_{\text{цв}} = 0,85 * 53,4118 = 45,4.$$

Для определения коэффициента теплопередачи $k_{\text{цв}}$, Вт/(м² · К), принимаем из рекомендуемых диапазонов скорость газов в трубках $\omega_{\text{г}} = 12$ м/с, и скорость воздуха в межтрубном пространстве $\omega_{\text{в}} = 5,8899$ м/с. Полное число труб воздухоподогревателя для прохода газов $Z_{\text{тр}}$ определяется по формуле

$$Z_{\text{тр}} = \frac{B_{\text{рец1}} * V_{\text{г}} * (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{273 * \omega_{\text{г}} * f_{\text{цв}}^{\text{г}}}, \quad (3.265)$$

$$B_{\text{вк1}}^{\text{п}} = B_{\text{вк1}} * \left(1 - \frac{q_4}{100}\right); \quad (3.266)$$

$$B_{\text{рец1}} = B_{\text{вк1}}^{\text{п}} + a_{\text{рец}} * B_{\text{вк1}}^{\text{п}}; \quad (3.267)$$

где $B_{\text{БК1}}^{\text{P}}$ – расход топлива на рабочую массу при подогреве циклового воздуха, кг/с;

$B_{\text{рец1}}$ – суммарный расход топлива на рабочую массу с учетом рециркуляции газов, кг/с;

$a_{\text{рец}}$ – доля рециркуляции газов;

q_4 – механический недожог топлива, %;

V_{Γ} – объем дымовых газов при $\alpha_{\text{ср}} = 1,615$;

$\vartheta_{\text{ср}}$ – средняя температура газов в подогревателе, °С, определяется:

$$\vartheta_{\text{ср}} = \frac{\vartheta'_{\text{цв}} + \vartheta''_{\text{цв}}}{2} = \frac{1000 + 450}{2} = 725, \quad (3.268)$$

$f_{\text{цв}}^{\Gamma}$ – внутреннее сечение трубы для прохода газов, м²:

$$f_{\text{цв}}^{\Gamma} = 0,785 * d_{\text{вн}}^2, \quad (3.269)$$

где $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубок, м

$$d_{\text{вн}} = d_{\text{н}} - 2 * \delta_{\text{ст}}, \quad (3.270)$$

где $d_{\text{н}}$, $\delta_{\text{ст}}$ – наружный диаметр и толщина стенки соответственно, м;

$$d_{\text{вн}} = 0,04 - 2 * 0,004 = 0,032,$$

$$f_{\text{цв}}^{\Gamma} = 0,785 * 0,032^2 = 8,0384 * 10^{-4},$$

$$B_{\text{БК1}}^{\text{P}} = 32,774 * \left(1 - \frac{0,05}{100}\right) = 32,6101;$$

$$B_{\text{рец1}} = 32,6101 + 0,9 * 32,6101 = 61,9592;$$

$$z_{\text{тр}} = \frac{61,9592 * 7,4806 * (725 + 273)}{273 * 12 * 8,0384 * 10^{-4}} = 175656.$$

Выбираем поперечный шаг $s_1 = 0,06$ м, и продольный шаг между трубами $s_2 = 0,04$ м.

Число труб в одном ряду по ширине воздухоподогревателя z_1 находится по формуле

$$z_1 = \frac{b_{\text{цв}}}{s_1} - 1 = \frac{15}{0,06} - 1 = 249, \quad (3.271)$$

где $b_{\text{цв}}$ – ширина фронта ПЦВ.

Число рядов труб по ходу уходящих газов z_2 находится по формуле

$$z_2 = \frac{z_{\text{тр}}}{z_1} = \frac{175656}{249} = 706. \quad (3.272)$$

Полная длина трубной поверхности $a_{\text{тр}}$, м, (по высоте подогревателя) будет равна

$$a_{\text{тр}} = z_2 * s_2 = 706 * 0,04 = 28,24, \quad (3.273)$$

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке α_1 , Вт/(м²·К), находится по формуле

$$\alpha_1 = 0,023 * \frac{\lambda_{\Gamma}}{d_{\text{вн}}} * \left(\frac{\omega_{\Gamma} * d_{\text{вн}}}{\nu_{\Gamma}} \right)^{0,8} * Pr_{\Gamma}^{0,4} * C_t * C_d * C_l, \quad (3.274)$$

где λ_{Γ} – теплопроводность газов, Вт/(м·К);

ν_{Γ} – кинематическая вязкость газов, $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$;

Pr_{Γ} – число Прандтля для газов;

$C_t * C_d * C_l$ – поправочные коэффициенты, для теплообменных поверхностей, $C_t * C_d * C_l = 1$.

$$\alpha_1 = 0,023 * \frac{0,085}{0,032} * \left(\frac{12 * 0,032}{1,212 * 10^{-4}} \right)^{0,8} * 0,61^{0,4} * 1 = 31,6805.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому воздуху α_2 , Вт/(м²·К), находится по рисунку 4 [6, с. 4], $\omega_{\text{в}}$ и $d_{\text{н}}$, $\alpha_2 = 165$.

Коэффициент теплопередачи в воздухоподогревателе $k_{\text{эп1}}$, Вт/(м²·К)

$$k_{\text{цв}} = \xi * \frac{\alpha_1 * \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \quad (3.275)$$

где ξ – коэффициент использования, учитывающий уменьшение тепловосприятости поверхности нагрева вследствие неравномерности ее омывания газами, для трубчатых воздухоподогревателей находится по формуле

$$\xi = \xi_0 - \Delta\xi, \quad (3.276)$$

где $\Delta\xi$ – коэффициент, учитывающий число ходов воздухоподогревателя, для двухходового воздухоподогревателя принимаем $\Delta\xi = 0,05$;

ξ_0 – коэффициент, учитывающий вид сжигаемого топлива, для твёрдого топлива принимаем $\xi_0 = 0,9$;

$$\xi = 0,9 - 0,05 = 0,85,$$

$$k_{\text{цв}} = 0,85 * \frac{31,6805*165}{31,6805+165} = 22,5909.$$

Поверхность нагрева воздухоподогревателя $F_{\text{эп1}}$, м²,

$$F_{\text{цв}} = \frac{Q_{\text{цв}}}{k_{\text{цв}} * \Delta t_{\text{цв}}} * 10^3, \quad (3.277)$$

$$F_{\text{цв}} = \frac{450707,7032}{22,5909*45,4} * 10^3 = 439445,9996.$$

Необходимая полная ширина ПЦВ $h_{\text{цв}}$, м

$$h_{\text{цв}} = \frac{F_{\text{цв}}}{\pi * d_{\text{ср}} * z_{\text{тр}}}, \quad (3.278)$$

где $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр труб, м

$$d_{\text{ср}} = \frac{d_{\text{н}} + d_{\text{вн}}}{2} = \frac{0,042 + 0,032}{2} = 0,037, \quad (3.279)$$

$$h_{\text{цв}} = \frac{439445,9996}{3,14*0,037*175656} = 21,5224.$$

Высота одного хода воздухоподогревателя h_x , м

$$h_x = \frac{G'_{\text{т}} * (t_{\text{ср}} + 273)}{273 * (a_{\text{цв}} - z_1 * d_{\text{н}}) * \omega_{\text{в}} * z_{\text{пот}}}, \quad (3.280)$$

где $t_{\text{ср}}$ – средняя температура циклового воздуха, °С, находим по:

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{b2} + t_{b1}}{2} = \frac{900 + 425,8856}{2} = 662,9428. \quad (3.281)$$

При однопоточном исполнении $a_{\text{цв}} = a_{\text{тр}}$.

$$h_x = \frac{657,4942 * (662,9428 + 273)}{273 * (28,24 - 249 * 0,042) * 5,8899 * 1} = 21,5224.$$

Число ходов воздуха z_x определяется по формуле

$$z_x = \frac{h_{\text{цв}}}{h_x} = \frac{21,5224}{21,5224} = 1. \quad (3.282)$$

Суммарная ширина ПЦВ с учетом ремонтных лазов, м,

$$h_{\text{цв}}^{\text{сум}} = h_{\text{цв}} + h_{\text{рем}} * z_{\text{рем}} = 21,5224 + 0,6 * 5 = 24,5224, \quad (3.283)$$

где $h_{\text{рем}}$ – длина одного ремонтного лаза,

$z_{\text{рем}}$ – число ремонтных лазов.

Расчет подогревателя дутьевого воздуха производим аналогично.

$$Q_{\text{дв}} = G_{\text{возд}}^{\text{гг}} * (h_{\text{дв2}} - h_{\text{дв1}}), \quad (3.284)$$

$$Q_{\text{дв}} = 35,537 * (1703,9267 - 1048,2279) = 23301,5636.$$

$$\Delta t_{\text{дв}} = \psi * \Delta t_{\text{прт}}, \quad (3.285)$$

$$\Delta t_{\text{прт}} = \frac{\Delta t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 * \lg \frac{\Delta t_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{м}}}},$$

$$\Delta t_{\text{г}} = \vartheta'_{\text{дв}} - t_{\text{дв2}} = 1000 - 900 = 100, \quad (3.286)$$

$$\Delta t_{\text{м}} = \vartheta''_{\text{дв}} - t_{\text{дв1}} = 600 - 572,1214 = 27,8786, \quad (3.287)$$

$$\Delta t_{\text{прт}} = \frac{100 - 27,8786}{2,3 * \lg \frac{100}{27,8786}} = 56,5269,$$

$$\Delta t_{\text{дв}} = 0,85 * 56,5269 = 48,0479.$$

$$z_{\text{тр}} = \frac{B_{\text{рец2}} * V_{\text{г}} * (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{273 * \omega_{\text{г}} * f_{\text{цв}}^{\text{г}}}, \quad (3.288)$$

$$B_{\text{вк2}}^{\text{п}} = B_{\text{вк2}} * \left(1 - \frac{q_4}{100}\right); \quad (3.289)$$

$$B_{\text{рец2}} = B_{\text{вк2}}^{\text{п}} + a_{\text{рец}} * B_{\text{вк2}}^{\text{п}}; \quad (3.290)$$

$$\vartheta_{\text{ср}} = \frac{\vartheta'_{\text{цв}} + \vartheta''_{\text{цв}}}{2} = \frac{1000 + 600}{2} = 800, \quad (3.291)$$

$$f_{\text{цв}}^{\text{г}} = 0,785 * d_{\text{вн}}^2, \quad (3.292)$$

$$d_{\text{вн}} = d_{\text{н}} - 2 * \delta_{\text{ст}},$$

$$d_{\text{вн}} = 0,028 - 2 * 0,005 = 0,018,$$

$$f_{\text{цв}}^{\text{г}} = 0,785 * 0,018^2 = 2,5434 * 10^{-4},$$

$$B_{\text{BK2}}^{\text{p}} = 1,6944 * \left(1 - \frac{0,05}{100}\right) = 1,6859;$$

$$B_{\text{peu2}} = 1,6859 + 0,9 * 1,6859 = 3,2033;$$

$$z_{\text{Tp}} = \frac{3,2033 * 7,4806 * (800 + 273)}{273 * 12 * 2,5434 * 10^{-4}} = 30859.$$

$$z_1 = \frac{b_{\text{дБ}}}{s_1} - 1 = \frac{5}{0,04} - 1 = 124, \quad (3.293)$$

$$z_2 = \frac{z_{\text{Tp}}}{z_1} = \frac{30859}{124} = 249. \quad (3.294)$$

$$a_{\text{Tp}} = z_2 * s_2 = 29 * 0,03 = 7,47, \quad (3.295)$$

$$\alpha_1 = 0,023 * \frac{\lambda_{\Gamma}}{d_{\text{BH}}} * \left(\frac{\omega_{\Gamma} * d_{\text{BH}}}{v_{\Gamma}}\right)^{0,8} * Pr_{\Gamma}^{0,4} * C_t * C_d * C_l, \quad (3.296)$$

$$\alpha_1 = 0,023 * \frac{0,09}{0,018} * \left(\frac{12 * 0,018}{1,4645 * 10^{-4}}\right)^{0,8} * 0,6^{0,4} * 1 = 32,1344.$$

$$k_{\text{дБ}} = \xi * \frac{\alpha_1 * \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \quad (3.297)$$

$$\xi = \xi_0 - \Delta\xi,$$

$$\xi = 0,9 - 0,05 = 0,85,$$

$$k_{\text{дБ}} = 0,85 * \frac{32,1344 * 168}{32,1344 + 168} = 22,9285.$$

$$F_{\text{дБ}} = \frac{Q_{\text{дБ}}}{k_{\text{дБ}} * \Delta t_{\text{дБ}}} * 10^3, \quad (3.298)$$

$$F_{\text{дБ}} = \frac{23301,5636}{22,9285 * 48,0479} * 10^3 = 21151,1754.$$

$$h_{\text{дБ}} = \frac{F_{\text{цБ}}}{\pi * d_{\text{cp}} * z_{\text{Tp}}}, \quad (3.299)$$

$$d_{\text{cp}} = \frac{d_{\text{H}} + d_{\text{BH}}}{2} = \frac{0,028 + 0,018}{2} = 0,023,$$

$$h_{\text{дБ}} = \frac{21151,1754}{3,14 * 0,023 * 30859} = 9,4858.$$

$$h_x = \frac{B_{\text{угля}}^{\text{ГГ}} * V_0^{\text{В}} * \alpha_{\text{Г}} * (t_{\text{ср}} + 273)}{273 * (a_{\text{ДВ}} - z_1 * d_{\text{Н}}) * \omega_{\text{В}} * z_{\text{пот}}}. \quad (3.300)$$

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{ДВ2}} + t_{\text{ДВ1}}}{2} = \frac{900 + 572,1214}{2} = 736,0607, \quad (3.301)$$

$$h_x = \frac{28,7803 * 4,1492 * 0,32 * (736,0607 + 273)}{273 * (7,47 - 124 * 0,028) * 3,7244 * 1} = 9,4858.$$

$$z_x = \frac{h_{\text{ДВ}}}{h_x} = \frac{9,4858}{9,4858} = 1. \quad (3.302)$$

$$h_{\text{ДВ}}^{\text{сум}} = h_{\text{ДВ}} + h_{\text{рем}} * z_{\text{рем}} = 9,4858 + 0,6 * 3 = 11,2858. \quad (3.303)$$

Тепловосприятие регенеративного воздухоподогревателя (РВП) $Q_{\text{рвп}}$, кДж/кг,

$$Q_{\text{рвп}} = \left(\beta_{\text{ГВ}} + \frac{\Delta \alpha_{\text{рвп}}}{2} \right) * (H_{\text{ГВ}}^0 - H_{\text{ХВ}}^0), \quad (3.304)$$

где $\Delta \alpha_{\text{рвп}}$ – присосы холодного воздуха;

$H_{\text{ГВ}}^0$ – энтальпия горячего воздуха на выходе из РВП, кДж/кг, определяется по табл. 3.5 при $\beta_{\text{В}} = 1$ и $t_{\text{ГВ}} = 360$ °С;

$H_{\text{ХВ}}^0$ – энтальпия холодного воздуха на входе в РВП, кДж/кг, определяется по табл. 3.5 при $\beta_{\text{В}} = 1$ и $t_{\text{ХВ}} = 15$ °С;

$\beta_{\text{ГВ}}$ – относительный избыток воздуха $H_{\text{ХВ}}^0$ определяем по формуле

$$\beta_{\text{ГВ}} = \alpha_{\text{Т}} - \Delta \alpha_{\text{Т}} - \Delta \alpha_{\text{пл}}, \quad (3.305)$$

где $\Delta \alpha_{\text{Т}}$ – величина присоса холодного воздуха в топке, [2];

$\Delta \alpha_{\text{пл}}$ – величина присоса холодного воздуха в замкнутых системах пылеприготовления, работающих под разрежением,

$$\beta_{\text{ГВ}} = 1,6 - 0,02 - 0,04 = 1,54.$$

$$Q_{\text{рвп}} = \left(1,54 + \frac{0,2}{2} \right) * (2011,1867 - 82,1427) = 3163,6323.$$

Энтальпия газов перед РВП $H'_{\text{рвп}}$, кДж/кг, находится по формуле

$$H'_{\text{рвп}} = \frac{H''_{\text{цв}} * B_{\text{вк1}}^{\text{р}} + H''_{\text{дв}} * B_{\text{вк2}}^{\text{р}}}{B_{\text{вк1}}^{\text{р}} + B_{\text{вк2}}^{\text{р}}}, \quad (3.306)$$

где $H''_{\text{цв}}$ и $H''_{\text{дв}}$ – теоретические энтальпии на выходе из ПЦВ и ПДВ

$$H'_{\text{рвп}} = \frac{4857,37*32,6101+6598,68*1,6859}{32,6101+1,6859} = 4942,9701.$$

Температура перед регенеративным воздухоподогревателем, °С,

$$\vartheta'_{\text{рвп}} = f(H'_{\text{рвп}}, \alpha''_{\text{цв}}) = 457,4876.$$

Коэффициент теплопередачи, Вт/(м² * К),

$$k = \xi_{\text{и}} * A * \left[\frac{0.5*(\omega_{\text{г}} + \omega_{\text{в}})}{8} \right]^{0,8}, \quad (3.307)$$

где $\xi_{\text{и}}$ – коэффициент использования поверхности РВП;
 A – коэффициент, определяющий интенсивность теплообмена.

$$k = 0,89 * 10,1 * \left[\frac{0.5*(10+9)}{8} \right]^{0,8} = 10,3138,$$

$$\Delta t_{\text{м}} = \vartheta'_{\text{рвп}} - t_{\text{гв}} = 457,4876 - 360 = 97,4876, \quad (3.308)$$

$$\Delta t_{\text{б}} = \vartheta_{\text{ух}} - t_{\text{хв}} = 140 - 15 = 125, \quad (3.309)$$

где $\vartheta_{\text{ух}}$ – температура уходящих газов.

$$\Delta t_{\text{прт}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 * \lg \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{125 - 97,4876}{2,3 * \lg \frac{125}{97,4876}} = 110,7988. \quad (3.310)$$

Расчетная поверхность нагрева одного корпуса регенеративного воздухоподогревателя, м²,

$$F_{\text{рвп}} = \frac{(B_{\text{вк1}}^{\text{п}} + B_{\text{вк2}}^{\text{п}}) * Q_{\text{рвп}}}{k_{\text{рвп}} * \Delta t_{\text{прт}} * n_{\text{к}}} * 10^3, \quad (3.311)$$

где $n_{\text{к}}$ – число корпусов РВП, установленных на один котел;

$$F_{\text{рвп}} = \frac{(32,6101+1,6859)*3163,6323}{10,3138*110,7988*2} * 10^3 = 47472,9851.$$

Полный секундный объем газов, проходящий через регенеративный воздухоподогреватель при средней температуре газов, м³/с,

$$\vartheta_{\text{ср}} = \frac{\vartheta'_{\text{рвп}} + \vartheta_{\text{ух}}}{2} = \frac{457,4876 + 140}{2} = 298,7438, \quad (3.312)$$

$$V_{\text{сек}} = \frac{(B_{\text{БК1}}^{\text{П}} + B_{\text{БК2}}^{\text{П}}) * V_{\Gamma} * (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{273}, \quad (3.313)$$

$$V_{\text{сек}} = \frac{(32,6101 + 1,6859) * 7,9654 * (298,7438 + 273)}{273} = 572,1271.$$

Расчетное проходное сечение корпуса РВП, обеспечивающее пропуск объема газов, м²,

$$f_p = \frac{V_{\text{сек}}}{\omega_{\Gamma} * n_{\text{К}}} = \frac{572,1271}{10 * 2} = 28,6064. \quad (3.314)$$

По проходному сечению делается выбор соответствующего РВП, диаметр ротора, м,

ВПР-98, $d_p = 9,8$.

Поверхность набивки РВП высотой в 1 м при выбранном диаметре ротора, м²,

$$F_1 = (0,75 \div 0,85) * n_{\text{л}} * d_p, \quad (3.315)$$

где 0,75 – коэффициент, учитывающий долю объема корпуса РВП, занятого рабочей поверхностью листов теплообменной набивки для диаметров $d_p \leq 7,4$ м, 0,85 – для $d_p \geq 9,8$ м;

$n_{\text{л}}$ – расчетное количество листов набивки по окружности ротора

$$n_{\text{л}} = \frac{3,14 * d_p * 10^3}{d_3 + \delta}, \quad (3.316)$$

где d_3 – эквивалентный диаметр проходного сечения между листами набивки, мм,

δ – толщина листа набивки, мм;

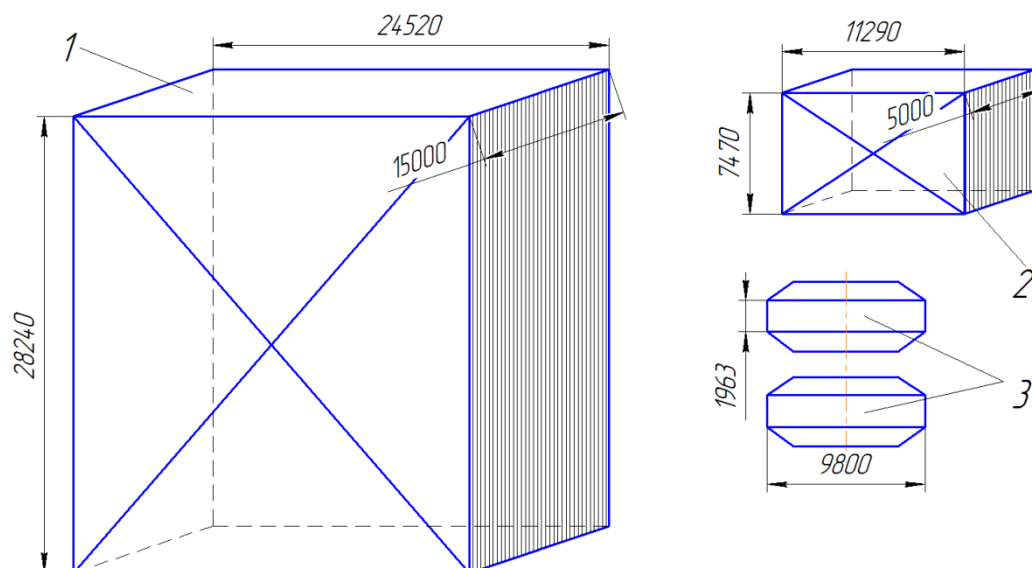
$$n_{\text{л}} = \frac{3,14 * 9,8 * 10^3}{9,7 + 0,9} = 2904;$$

Средняя поверхность 1 м высоты набивки, м,

$$F_1 = 0,85 * n_{\text{л}} * d_p = 0,85 * 2904 * 9,8 = 24190,32;$$

Расчетная высота РВП, м,

$$h_{\text{РВП}} = \frac{F_{\text{РВП}}}{F_1} = \frac{47472,9851}{24190,32} = 1,9625. \quad (3.317)$$



1 – подогреватель циклового воздуха, 2 – подогреватель дутьевого воздуха, 3 – регенеративный воздухоподогреватель

Рисунок 3.8 – Габаритные размеры поверхностей нагрева ВК

3.6 Расчет технико-экономических показателей работы ПГУ

Электрическая мощность ПТУ, кВт,

$$N_{\text{э}}^{\text{ПТУ}} = N_i^{\text{ПТУ}} * \eta_{\text{м}} * \eta_{\text{эГ}}, \quad (3.318)$$

$$N_{\text{э}}^{\text{ПТУ}} = 232306,3599 * 0,99 * 0,985 = 226533,5469.$$

Электрическая мощность ГТУ, кВт,

$$N_{\text{э}}^{\text{ГТУ}} = (N_{i\text{T}} - N_{\text{к}} - N_{\text{дож.к}}) * \eta_{\text{м}}^{\text{ГТУ}} * \eta_{\text{эГ}}; \quad (3.319)$$

$$N_{\text{э}}^{\text{ГТУ}} = (676294,2446 - 354517,4166 - 10332,298) * 0,979 * 0,985 = 300325,2654.$$

Электрическая мощность ПГУ, кВт,

$$N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} = N_{\text{э}}^{\text{ПТУ}} + N_{\text{э}}^{\text{ГТУ}}, \quad (3.320)$$

$$N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} = 226533,5469 + 300325,2654 = 526858,8122.$$

Абсолютный электрический КПД ПГУ:

$$\eta_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} = \frac{N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}}}{(B_{\text{угля}}^{\text{ГГ}} + B_{\text{БК1}} + B_{\text{БК2}}) * Q_{\text{H}}^{\text{P}}}, \quad (3.321)$$

$$\eta_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} = \frac{526858,8122}{(28,7803 + 32,774 + 1,6944) * 15280} = 0,5452.$$

Отпущенная электроэнергия с учетом затрат на собственные нужды блока, кВт,

$$W_{\text{отп}} = N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} - N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} * \alpha_{\text{сн}}, \quad (3.322)$$

где $\alpha_{\text{сн}}$ – доля затрат электроэнергии на собственные нужды блока;

$$W_{\text{отп}} = 526858,8122 - 526858,8122 * 0,05 = 500515,8716.$$

Расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг у. т./с,

$$B_{\text{y}} = \frac{Q_{\text{H}}^{\text{P}} * (B_{\text{угля}}^{\text{ГГ}} + B_{\text{БК1}} + B_{\text{БК2}})}{29300}; \quad (3.323)$$

$$B_{\text{y}} = \frac{15280 * (28,7803 + 32,774 + 1,6944)}{29300} = 32,973.$$

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг у. т./(кВт * ч),

$$b_{\text{э}} = \frac{B_{\text{y}} * 3600}{W_{\text{отп}}}, \quad (3.324)$$

$$b_{\text{э}} = \frac{32,973 * 3600}{500515,8716} = 0,2372.$$

4 Экономическая часть

4.1 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией

Эксплуатационные расходы в проектных технико-экономических расчётах, группируются в укрупнённые статьи калькуляции, млн. руб./год:

$$U_{\Sigma} = U_T + U_{\text{зп}} + U_a + U_{\text{тр}} + U_{\text{пр}}, \quad (4.1)$$

где U_T – затраты на топливо;
 $U_{\text{зп}}$ – расходы на оплату труда;
 U_a – амортизация основных производственных средств;
 $U_{\text{тр}}$ – расходы на ремонт основных средств;
 $U_{\text{пр}}$ – прочие расходы.

4.2 Расчёт затрат на топливо

Число часов работы основного оборудования, т. е. календарное время за вычетом времени простоя в капитальном и текущем ремонте, час/год:

$$T_p = 8760 - T_{\text{рем}}, \quad (4.2)$$

где $T_{\text{рем}}$ – время простоя в ремонте, ч,

$$T_p = 8760 - 2 * 526 = 7708,$$

Выработка электроэнергии на ТЭС, МВт/ч:

$$W = N_{\text{уст}} * T_{\text{уст}}, \quad (4.3)$$

где $N_{\text{уст}}$ – установленная мощность станции, МВт;
 $T_{\text{уст}}$ – число часов использования установленной мощности, ч.

$$T_{\text{уст}} = T_p - 300 = 7708 - 300 = 7408, \quad (4.4)$$

$$W = 1000 * 7408 = 7408000.$$

Годовой расход топлива, т/год:

$$B = (B_{\text{угля}}^{\text{гг}} + B_{\text{вк1}} + B_{\text{вк2}}) * 3,6 * T_{\text{уст}} * n_{\text{бл}}, \quad (4.5)$$

$$B = (28,7803 + 32,774 + 1,6944) * 3,6 * 7408 * 2 = 3373530,6674.$$

Затраты на топливо, млн. руб./год:

$$U_T = Ц * В * 10^{-6}, \quad (4.6)$$

где Ц – цена топлива, руб./т;

$$U_T = 1300 * 3373530,6674 * 10^{-6} = 4385,5899.$$

4.3 Расходы на оплату труда

Для приближённых расчётов заработной платы по станции можно использовать формулу, млн. руб./год:

$$U_{зп} = N_y * n_y * \Phi_{зп} * 10^{-6}, \quad (4.7)$$

где n_y – штатный коэффициент;

$\Phi_{зп}$ – средняя зарплата одного работника за год;

$$U_{зп} = 1000 * 0,29 * 558632 * 10^{-6} = 162,0033.$$

4.4 Амортизационные отчисления

Размер амортизационных отчислений, млн. руб./год:

$$U_a = K * H_a, \quad (4.8)$$

где H_a – средняя норма амортизации станции в целом;

K – капитальные вложения в ТЭС, млн. руб./год:

$$K = N_y * 10^3 * 535 * K_p * 10^{-6}, \quad (4.9)$$

где K_p – курс доллара США, руб./доллар, по состоянию на 30.05.17;

$k_{уд}$ – коэффициент удорожания в ценах текущего года;

535 – удельные капиталовложения в ПГУ с комбинированным циклом, доллар/кВт [2, с. 9].

$$K = 1000 * 10^3 * 535 * 56,71 * 10^{-6} = 30339,85,$$

$$U_a = 30339,85 * \frac{6,7}{100} = 2032,77.$$

4.5 Расходы на ремонт основных средств

Расходы по ремонту, млн. руб./год:

$$U_{\text{тр}} = K * H_{\text{тр}}, \quad (4.10)$$

где $H_{\text{тр}}$ – норма отчислений на ремонтное обслуживание от капитальных вложений в ТЭС.

$$U_{\text{тр}} = 30339,85 * \frac{5}{100} = 1516,9925.$$

4.6 Прочие расходы

К прочим расходам относятся:

- общецеховые и общестанционные расходы;
- расходы по охране труда и техники безопасности;
- налоги и сборы;
- плата за землю
- и др.

Их величина принимается 20 – 30 % от суммарных затрат на амортизацию, ремонт и зарплату, с учётом единого социального налога, млн. руб./год:

$$U_{\text{пр}} = 0,2 * (U_{\text{а}} + U_{\text{тр}} + U_{\text{зп}}) + \text{СОЦ}, \quad (4.11)$$

где СОЦ – страховые взносы во вне бюджетные фонды по ставке 30,4% от расходов на оплату труда.

$$U_{\text{пр}} = 0,2 * (2032,77 + 1516,9925 + 162,0033) + 0,304 * 162,0033 = 791,6021.$$

Эксплуатационные расходы составят, млн. руб./год:

$$U_{\text{э}} = 4385,5899 + 2032,77 + 1516,9925 + 162,0033 + 791,6021 = 8888,9577.$$

Для оценки достоверности расчётов определим удельный вес топливной составляющей:

$$T_{\text{уд.в}} = \frac{U_{\text{т}}}{U_{\text{э}}}, \quad (4.12)$$

$$T_{\text{уд.в}} = \frac{4385,5899}{8888,9577} * 100 = 49,3375 \, \%.$$

Таким образом, топливная составляющая себестоимости занимает 49,3375 %. от полной производственной себестоимости, что позволяет сделать вывод о приемлемости результатов расчёта издержек производства.

4.7 Расчёт себестоимости единицы электроэнергии

Годовой отпуск энергии с шин станции, МВт ч:

$$W_{\text{отп}} = W * (1 - a_{\text{сн}}), \quad (4.13)$$

где $a_{\text{сн}}$ – коэффициент расхода электроэнергии на собственные нужды станции.

$$W_{\text{отп}} = 7408000 * (1 - 0,01) = 7333920.$$

Себестоимость отпущенной энергии, руб./кВт ч:

$$U_{\text{отп}}^{\text{э}} = \frac{U_{\text{э}}}{W_{\text{отп}}}, \quad (4.14)$$

$$U_{\text{отп}}^{\text{э}} = \frac{8888,9577}{7333920} * 10^3 = 1,212.$$

Себестоимость выработанной энергии, руб./кВт ч:

$$U_{\text{выр}}^{\text{э}} = \frac{U_{\text{э}}}{W}, \quad (4.15)$$

$$U_{\text{выр}}^{\text{э}} = \frac{8888,9577}{7408000} * 10^3 = 1,1999,$$

4.8 Расчёт показателей экономической эффективности проекта

Срок окупаемости – это период (измеряемый в месяцах, кварталах или годах), начиная с которого первоначальные затраты покрываются суммарными результатами. Другими словами, это интервал времени, в течение которого общий объём капитальных затрат остаётся большим суммы амортизационных отчислений и прироста прибыли предприятия.

Соотношение между доходами и расходами по реализации проекта определяется показателем чистого дисконтированного дохода (ЧДД). Если ЧДД больше нуля то все затраты по проекту окупаются доходами, т. е. данный проект инвестиций можно рекомендовать к практической реализации.

Чистый дисконтированный доход, млн. руб.:

$$\text{ЧДД} = \left([(T - U_{\text{отп}}^{\text{э}}) * W_{\text{отп}} + U_{\text{а}}] * \frac{1}{(1+0,1)^n} \right) - K, \quad (4.16)$$

где K – стоимость строительства станции, млн. руб. ;
 $U_{\text{отп}}^3$ – себестоимость отпущенной энергии, руб./кВт ч. ;
 $W_{\text{отп}}$ – годовой отпуск энергии с шин станции, МВт;
 n – текущий год;
 T – тариф на отпущенный кВт ч с учётом планируемой рентабельности, руб./кВт ч.

$$T = 1,35 * U_{\text{отп}}^3, \quad (4.17)$$

$$T = 1,35 * 1,212 = 1,6362,$$

$$\text{ЧДДНИ}_1 = \left(\left[\frac{(1,6362 - 1,212)}{1000000} * 7333920 * 1000 + 2032,77 \right] * 0,9091 \right) - 30339,85 = -25663,5726.$$

Расчёт срока окупаемости станции с двумя блоками по 500 МВт сведём в таблицу 4.1

Таблица 4.1 –Показатели экономической эффективности

Показатели	Расчетный период															
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1) Денежный поток по инвестиционной деятельности – кап. вложения (К)	-30339,85	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
2) Денежный поток по основной деятельности	–	5143,91	5143,91	5143,91	5143,91	5143,91	5143,91	5143,91	5143,91	5143,91	5143,91	5143,91	5143,91	5143,91	5143,91	5143,91
	–	2032,77	2032,77	2032,77	2032,77	2032,77	2032,77	2032,77	2032,77	2032,77	2032,77	2032,77	2032,77	2032,77	2032,77	2032,77
	–	3111,135	3111,135	3111,135	3111,135	3111,135	3111,135	3111,135	3111,135	3111,135	3111,135	3111,135	3111,135	3111,135	3111,135	3111,135
-амортизационные отчисления	–	2032,77	2032,77	2032,77	2032,77	2032,77	2032,77	2032,77	2032,77	2032,77	2032,77	2032,77	2032,77	2032,77	2032,77	2032,77
-доход в форме прибыли по отпущенной электроэнергии	–	3111,135	3111,135	3111,135	3111,135	3111,135	3111,135	3111,135	3111,135	3111,135	3111,135	3111,135	3111,135	3111,135	3111,135	3111,135
3) Чистый денежный поток	-30339,85	5143,91	5143,91	5143,91	5143,91	5143,91	5143,91	5143,91	5143,91	5143,91	5143,91	5143,91	5143,91	5143,91	5143,91	5143,91
4) Коэффициент дисконтирования $\frac{1}{(1 + 0,1)^n}$	1	0,9091	0,8265	0,7513	0,683	0,6209	0,5645	0,5132	0,4665	0,4241	0,3855	0,3505	0,3186	0,2897	0,2633	0,2394
5) Чистый дисконтированный доход	-30339,85	2828,31	2571,186	2337,44	2124,95	1931,77	1756,16	1596,5	1451,37	1319,43	1199,48	1090,43	991,3	901,185	819,26	744,78
6) ЧДД нарастающим итогом	-30339,85	-25663,57	-21412,41	-17547,72	-14034,36	-10840,4	-7936,8	-5297,165	-2897,5	-715,98	1267,22	3070,13	4709,14	6199,14	7553,69	8785,1

Капитальные вложения в проект гибридной ПГУ-КЭС 1000 МВт на бородинском угле окупаются на 5 месяце 10 года эксплуатации.

4.9 Оценка инвестиционного риска методом анализа чувствительности

Учёт риска проекта проводится с использованием метода анализа чувствительности ЧДД проекта к изменению основных значимых факторов (параметров) проекта – цены топлива и капитальных вложений. Результаты анализа чувствительности сведём в таблицы 4.2 и 4.3.

Таблица 4.2 – Анализ чувствительности в зависимости от цены топлива

Показатель	-30%	-20%	-10%	0	10%	20%	30%
Ц	910	1040	1170	1300	1430	1560	1690
$U_{отп}^э$	1,0326	1,0924	1,1522	1,212	1,2718	1,3316	1,3914
Доход	6459,6	6021	5582,5	5143,9	4705,4	4266,8	3828,2
ЧДД	1059,7	954,8	849,8	744,8	639,8	534,806	429,8
ЧДДНИ	18792,3	15456,5	12120,8	8785,1	5449,4	2113,7	-1222
Δ ЧДД	10007,1	6671,4	3335,7	0	-3335,7	-6671,4	-10007,1
Δ ЧДД%	113,9	75,9	38	0	-38	-75,9	-113,9

Таблица 4.3 – Анализ чувствительности в зависимости величины капитальных вложений

Показатель	-30%	-20%	-10%	0	10%	20%	30%
К	21237,9	24271,9	27305,9	30339,9	33373,8	36407,8	39441,8
$U_{отп}^э$	1,0378	1,0959	1,154	1,212	1,2701	1,3282	1,3863
Доход	5812	5589,3	5366,6	5143,9	4921,2	4698,5	4475,8
ЧДД	1050,7	948,7	846,8	744,8	642,8	540,8	438,9
ЧДДНИ	22968,6	18240,7	13512,9	8785,1	4057,3	-670,5	-5398,4
Δ ЧДД	14183,5	9455,6	4727,8	0	-4727,8	-9455,6	-14183,5
Δ ЧДД%	161,5	107,6	53,8	0	-53,8	-107,6	-161,5

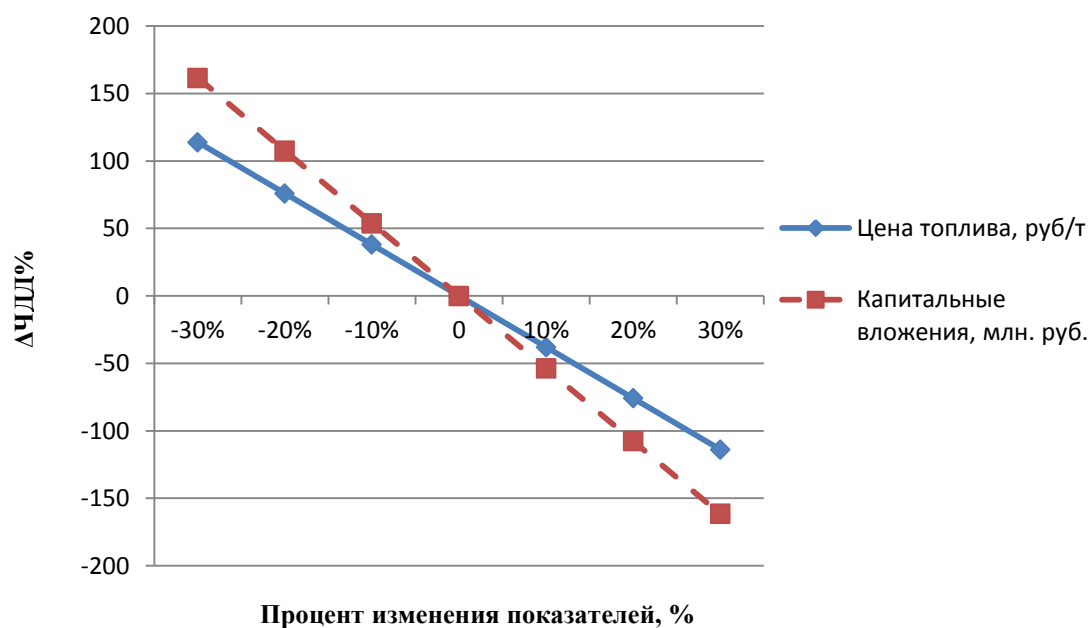


Рисунок 4.1 – График чувствительности в зависимости от цены топлива и величины капитальных вложений

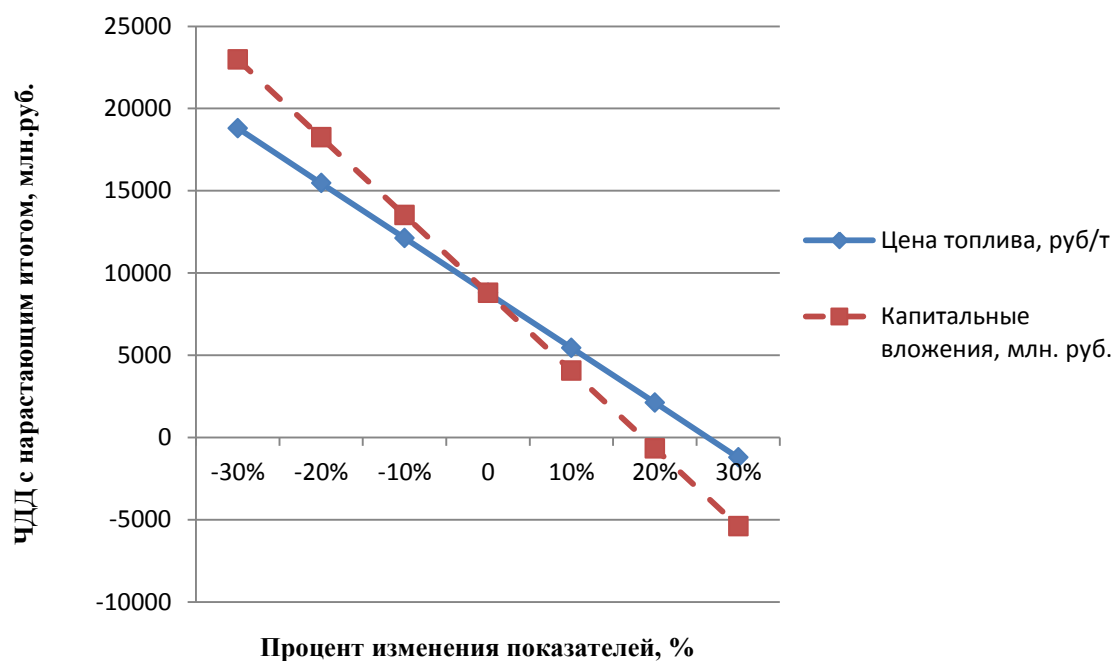


Рисунок 4.2 – График изменения ЧДД нарастающим итогом в зависимости от капитальных вложений и цены топлива

Таким образом, можно сделать вывод что, показатель ЧДД чрезвычайно чувствителен к изменению цены на топливо, и величины капитальных вложений, причём более чувствителен к изменению величины капитальных вложений. Риск проекта характеризуется как высокий.

5 Общая часть

5.1 Генеральный план

Генеральный план (генплан) электростанции представляет собой план размещения на основной производственной площадке электростанции ее основных и вспомогательных сооружений. Генплан — важная составная часть ситуационного плана электростанции включающего кроме производственной площадки источник и систему водоснабжения, примыкающие автодороги, выводы линий электропередачи, электрических кабелей и теплопроводов. Генплан электростанции включает следующие производственные и подсобные здания сооружения и устройства: главный корпус; дымовую трубу; повышающими трансформаторами; газораспределительный пункт; электрический щит управления; электрические распределительные устройства закрытые и открытые; устройства водоснабжения, химическую очистку добавочной воды; масляное хозяйство; лаборатории и мастерские; склады оборудования и материалов; служебные помещения и др.

В генплане электростанции рядом с основной территорией предусматривается место для строительно-монтажного полигона, на котором выполняют сборку железобетонных и стальных конструкций зданий. Зарезервировано свободное место для достройки (расширения) главного корпуса в случае увеличения мощности электростанции сверх проектной ввиду постоянного роста электрической и тепловой нагрузок района строительства электростанции. Между зданиями, сооружениями и установка-ми в генплане предусматриваются необходимые пожарные разрывы и проезды.

К помещениям машинного зала, к открытому распределительному устройству и повышающим трансформаторам, к складам масла и других материалов и оборудования обеспечен подвод автомобильных дорог.

Отдельные здания, сооружения и установки размещены по возможности в соответствии с основным технологическим процессом преобразования энергии на электростанции. Так, устройства водоснабжения располагается со стороны машинного зала; повышающие трансформаторы установлены у фасадной стены машинного зала, дымовая труба сооружена близ помещения котлов-утилизаторов.

Важными факторами правильного размещения сооружений электростанции на генплане является господствующее направление и сила ветра, характеризующиеся «розой ветров». Под розой ветров в метеорологии понимают графическое изображение относительного распределения повторяемости или значений средних (или максимальных) скоростей ветра за многолетний период наблюдений по восьми направлениям. Роза ветров изображена в виде восьми вектор-радиусов, направленных к одной общей центральной точке по сторонам света: с севера на юг, с запада на восток, с юга на север, с востока на запад, с северо-востока на юго-запад и т. д.

5.2 Компоновка главного корпуса

В главном корпусе заблокированы основные производственные и вспомогательные службы.

Объемно-планировочные решения позволяют рационально организовать связь всех производственных участков и помещений между собой и органично использовать объемы всего здания, разместив, кроме основного оборудования, необходимое электротехническое оборудование, производственно-административный блок с бытовыми и служебными помещениями.

Оборудование станции предлагается расположить в главном корпусе, включающем отделение газификации, отделение газовых турбин, отделение котлов-утилизаторов и объединенный вспомогательный корпус (ОВК). В ОВК располагается оборудование ВПУ, электротехнические помещения, вспомогательные помещения, главный щит управления, служебные и бытовые помещения.

Для механизации ремонтных работ в отделениях ГТУ, КУ и ПТУ предусматривается установка грузоподъемных механизмов. В отделениях предусмотрены места для ремонтных площадок, площадки выема оборудования, площадки обслуживания на всех необходимых уровнях.

Дымовая труба устанавливается в непосредственной близости от главного корпуса.

6 Экологическая часть

6.1 Общие положения

Из всех, существующих на нынешний день видов электростанций тепловые станции, работающие на органическом топливе, более всего загрязняют атмосферу. Объёмы загрязнения окружающей среды и вид загрязнения зависят от типа и мощности станций.

Результатом работы тепловых станций является загрязнение атмосферы углекислотой, выделяющейся при сжигании топлива, окисью углерода, окислами серы, углеводородами, окислами азота, огромными количествами твёрдых частиц (зола) и другими вредными веществами. Кроме того происходит значительное тепловое загрязнение водоёмов при сбрасывании в них тёплой воды.

Увеличение количества углекислоты в атмосфере Земли ведёт к возникновению так называемого «парникового эффекта». Углекислый газ поглощает длинноволновое излучение нагретой поверхности Земли, нагревается и тем самым способствует сохранению на ней тепла. Увеличение доли углекислого газа в атмосфере может привести к повышению на несколько градусов температуры низких слоёв атмосферы, а это в свою очередь, может привести к таянию ледников Гренландии и Антарктиды и затоплению части суши.

Наряду с увеличением содержания углекислого газа, происходит уменьшение доли кислорода в атмосфере, который расходуется на сжигание топлива на тепловых станциях.

Вредное воздействие на животный и растительный мир оказывает загрязнение атмосферы окисью серы. Наибольшее загрязнение атмосферы серой приходится как раз на долю электростанций и отопительных установок.

Вредное воздействие окиси углерода на человека и животных состоит в том, что она, соединяясь с гемоглобином крови, очень быстро лишает организм кислорода.

Станции, работающие на угле, потребляют его в больших количествах и больше всего выбрасывают загрязняющих атмосферу веществ. Выбросы в атмосферу зависят от качества сжигаемого угля.

Сбросы горячей воды в водоёмы и повышение вследствие этого их температуры приводят к нарушению экологического равновесия, установившегося в естественных условиях, что неблагоприятно влияет на флору и фауну. Тепловое загрязнение водоёмов может быть уменьшено с переходом на замкнутые циклы использования воды.

Таким образом, мы видим, что влияние ТЭЦ на биосферу огромно и неблагоприятно. Но, несмотря на это, пока тепловые электростанции и теплоэлектроцентрали остаются преобладающими при производстве электроэнергии и тепла для нужд человека.

6.2 Влияние производства и электроустановок на окружающую среду

Перечень загрязняющих веществ выбрасываемых в атмосферу: оксид железа, марганец и его соединения, диоксид азота, диоксид серы, ангидрид сернистый, оксид углерода, фтористый водород, взвешенные вещества, пыль абразивная, корунд белый, монокорунд, зола углей, пыль каменноугольная. Выброс вышеперечисленных загрязняющих веществ в атмосферу разрешён Министерством природных ресурсов Российской Федерации.

Отходы образующиеся на предприятии.

1 класс опасности: отработанные ртутные лампы и термометры.

2 класс опасности: отработанное компрессорное масло, отработанное индустриальное масло, отработанное моторное масло, отработанное трансмиссионное масло, отходы теплоизоляции содержащие асбест.

3 класс опасности: эмульсия от маслотовушки.

4 класс опасности: стружки и кусковые отходы древесины, лом чёрных металлов, лом цветных металлов, стружка металлическая, металлосодержащая пыль, лом абразивных изделий, абразивно-металлическая пыль, огарки сварочных материалов, антикоррозийное покрытие, промышленный мусор, тара лакокрасочных материалов, отработанные накладки тормозных колодок, фильтры загрязненные нефтепродуктами, осадки нейтрализации электролита, шины с тканевым кордом и металлокордом, шприцы, отходы офисной техники, ветошь промасленная, отходы обмуровочные, отходы строительные, отработанные аккумуляторы без электролита, измельчённый катионит от фильтров водоподготовки, отмывочные воды от водоподготовки, отходы паронита.

5 класс опасности: отходы бытовые на производстве.

Основная часть отходов подлежит захоронению на свалке, а остальные временно накапливаются на территории предприятия.

6.3 Уменьшение токсичности отработавших газов и шумности ГТУ

В отработавших газах (ОГ) содержатся токсичные соединения, основными из которых являются оксид углерода CO , углеводороды C_xH_y , оксиды азота NO_x . Из них основным токсичным компонентом, содержание которого в ОГ уменьшается с трудом, являются окислы азота. У современных ГТУ с регенерацией теплоты окислы азота создают до 95 % общего уровня токсичности. Поэтому основное внимание уделяется уменьшению содержания NO_x в ОГ.

Токсичность ОГ, выбрасываемых ГТУ, ниже токсичности ОГ, выделяемых тепловыми двигателями других типов. Несмотря на это, проблеме уменьшения токсичности ГТУ уделяется серьезное внимание.

Основные направления работ по снижению токсичности ОГ ГТД сводятся к следующим:

–совершенствование процессов смесеобразования и горения путем применения камер сгорания с предварительным смесеобразованием, изменяемой геометрией и каталитическим процессом сгорания;

–впрыск воды или пара в камеру сгорания ГТУ с целью форсирования мощности и уменьшения содержания NO_x ;

–разработка новых средств изучения процессов в камерах сгорания с целью определения содержания токсичных компонентов в различных зонах камеры;

–использование водорода в качестве дополнительного и основного топлива.

Предварительное смесеобразование (гомогенизация) - один из наиболее эффективных процессов, обеспечивающих выбросы NO_x в 10÷15 раз более низкие, чем у дизелей, и значительно более низкие, чем предельно допустимые по нормам и стандартам. Процесс каталитического сгорания топлива в ГТД обеспечивает большую полноту сгорания и меньший выход токсичных компонентов, чем процесс горения в обычной камере сгорания. Первоначальный разогрев топливовоздушной смеси в системах с каталитическими камерами осуществляется при обычном горении до температуры каталитического горения. Оно может происходить при весьма бедных смесях, в которых соотношение расходов топлива и воздуха не выше 0,2. Невысокие температуры в процессе горения обеспечивают низкий выход NO_x . Существенным недостатком каталитических камер является их большой объем, необходимый для осуществления активной поверхностной реакции. Поэтому основное применение они смогут, по-видимому, найти в стационарных и крупных транспортных ГТУ. Кроме того, возможности каталитических камер ограничены температурой, которую может выдержать катализатор.

Каталитическая камера сгорания может выполняться в виде основы из жаростойкого металлического блока со множеством ячеек (например, с плотностью 60 ячеек на 1 см³ площади), имеющих стенки толщиной 0,05÷0,1 мм. На основу наносится соединение одного или нескольких металлов (например, родия, рут依дия, палладия, иридия и платины).

Каталитические камеры сгорания пока не вышли из стадии опытных образцов. Однако размах этих работ за рубежом достаточно велик.

При впрыске воды или пара в камеру сгорания содержание NO_x в ОГ существенно снижается. Например, впрыск воды в количестве 2,5 % расхода воздуха через компрессор уменьшает содержание NO_x в 3÷5 раз. Впрыск воды с этой целью применяет фирма «Вестингауз».

Водород рассматривается как перспективное топливо для ГТУ, так как продукты его сгорания не загрязняют окружающую среду, а источником для его получения может являться вода. Вместе с тем считается, что широкое распространение водорода как топлива возможно только при получении его на

АЭС, на которых большая доля производимой энергии может направляться, особенно в периоды пониженного ее потребления, на производство водорода.

ГТУ являются источниками вредного для здоровья обслуживающего персонала и окружающего населения высокочастотного шума. Для снижения уровней шума до допустимых санитарных или технических норм требуется установка специальных устройств.

Для ГТУ характерен шум аэродинамического и механического происхождения. Шум аэродинамического происхождения возникает вследствие стационарных и нестационарных процессов в воздухе и продуктах сгорания во всем аэродинамическом тракте от воздухозаборного устройства до выпуска отработавших продуктов сгорания. С целью снижения уровня шума этого вида применяют различные средства во входных и выпускных устройствах ГТУ. Любое изменение направления течения в тракте от места всасывания воздуха до двигателя - мера, часто применяемая по другим причинам, - способствует ослаблению звука. Эффективной для снижения уровня шума в окружающем пространстве является установка решетки из толстых пластин, изготовленных из плотных (до 90 кг/м³) волокнистых материалов (синтетического волокна, войлока и т.п.) и защищаемых снаружи перфорированными металлическими листами и проволоочной сеткой. Такая решетка может устанавливаться во впускном тракте. В выхлопные газопроводы ставят глушители торпедообразной формы, которые перекрывают центральную часть тракта и создают дополнительные объемы для поглощения звука. Шумопоглощающие материалы в газовыпускном тракте выбираются более стойкими к высокой температуре газа и также защищаются листами для предотвращения эрозии.

Одним из достоинств регенеративных ГТУ является то, что теплообменник в них является глушителем и частично решает проблему шумоглушения совместно с решением проблемы снижения температуры ОГ.

Целям глушения шума и снижения температуры ОГ служит котел-утилизатор, располагаемый за турбиной в выхлопном тракте.

Для предотвращения распространения шума механического происхождения, возникающего из-за вибрации ГТУ и агрегатов вспомогательных систем, применяют упругие амортизаторы, а также гибкие вставки в трубопроводах и воздухопроводах, подведенных к двигателю.

Для уменьшения уровня шума и снижения теплового излучения самого ГТД применяют звукоизоляционные кожухи. Кожухи покрывают изнутри звукоизолирующим материалом и снабжают вентиляцией.

6.4 Расчет выбросов вредных веществ

Рассчитываем общие выбросы от воздушного и котла и котла-утилизатора.

Выбросы оксидов серы, г/с, определяются по формуле:

$$M_{SO_2} = 20 * \frac{S_p}{100} * (B_{BK1} + B_{BK2}) * (1 - \eta_{SO_2}^I) * (1 - \eta_{SO_2}^{II}); \quad (6.1)$$

где $\eta_{SO_2}^I$ – доля оксидов серы, которая улавливается летучей золой в газоходах котла;

$\eta_{SO_2}^{II}$ – доля оксидов серы, которая улавливается в золоуловителе;

$$M_{SO_2} = 20 * \frac{0,2}{100} * (32,774 + 1,6944) * (1 - 0,1) * (1 - 0) = 124,0862;$$

Выбросы оксидов азота в воздушном котле и котле-утилизаторе, г/с, определяются по формулам:

$$M_{NO_2}^{BK} = 0,34 * 10^{-7} * K_{BK} * 10^3 * \beta_1^{TB} * (B_{BK1} + B_{BK2}) * Q_H^p * \left(1 - \frac{q_4}{100}\right); \quad (6.2)$$

$$M_{NO_2}^{KY} = 0,34 * 10^{-7} * K_{KY} * 10^3 * \beta_1^{ГАЗ} * B_{син.газ} * Q_{н.с-г.}^p;$$

где β_1^{TB} и $\beta_1^{ГАЗ}$ – коэффициенты, учитывающий влияние на выход оксидов азота качества сжигаемого топлива;

$$\beta_1^{TB} = 0,178 + 0,47 * N_p = 0,178 + 0,47 * 0,6 = 0,46; \quad (6.3)$$

K_{BK} и K_{KY} – коэффициенты, зависящие от режима работы котла, кг/т:

$$K_{BK} = \frac{2,5 * Q_{BK}}{20 + Q_{BK}} = \frac{2,5 * (Q_{цв} + Q_{дв})}{20 + (Q_{цв} + Q_{дв})}; \quad (6.4)$$

$$K_{KY} = \frac{2,5 * Q_{KY}}{20 + Q_{KY}}, \quad (6.5)$$

где Q_{BK} и Q_{KY} – тепловая производительность ВК и КУ, ГДж/час;

$$K_{BK} = \frac{2,5 * (450707,7032 + 23301,5636) * 0,0036}{20 + (450707,7032 + 23301,5636) * 0,0036} = 2,471;$$

$$K_{KY} = \frac{2,5 * 530038,9767 * 0,0036}{20 + 530038,9767 * 0,0036} = 2,4741;$$

$$M_{NO_2}^{BK} = 0,34 * 10^{-4} * 2,471 * 0,46 * (32,774 + 1,6944) * 15280 * \left(1 - \frac{0,5}{100}\right) = 20,2527;$$

$$M_{NO_2}^{KY} = 0,34 * 10^{-4} * 2,4741 * 0,9 * 60,7729 * 7386,94 = 33,9866;$$

Суммарные выбросы оксида азота, г/с,

$$M_{NO_2} = M_{NO_2}^{BK} + M_{NO_2}^{KY} = 20,2527 + 33,9866 = 54,2393. \quad (6.6)$$

Выброс золы в атмосферу в единицу времени с учетом улавливания в золоуловителе, г/с,

$$M_3 = 10^3 * a_{yH} * \frac{A_p + q_4 * \frac{Q_H^p}{327}}{100} * (B_{BK1}^p + B_{BK2}^p) * (1 - \eta_{zy}); \quad (6.7)$$

где η_{zy} – степень улавливания твердых частиц в золоуловителе;

$$M_3 = 10^3 * 0,3 * \frac{7,4 + 0,5 * \frac{15280}{327}}{100} * (32,6101 + 1,6859) * (1 - 0,98) = 63,3048.$$

Суммарная масса вредных примесей пересчитывается на выбросы оксидов азота. Приведенную массу вредных примесей, г/с, определяем по формуле:

$$M = M_{NO_2} + M_{SO_2} * \frac{ПДК_{NO_2}}{ПДК_{SO_2}} + M_3 * \frac{ПДК_{NO_2}}{ПДК_3}; \quad (6.8)$$

где $ПДК_{NO_2}$, $ПДК_{SO_2}$, $ПДК_3$ – предельно допустимые концентрации оксидов азота, серы и золы соответственно, мг/м³;

$$M = 54,2393 + 124,0862 * \frac{0,085}{0,5} + 63,3048 * \frac{0,085}{0,5} = 86,0958.$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках данной выпускной квалификационной работы был выполнен расчет ПГУ-КЭС мощностью 1000 МВт с установкой парогазовой установки с внутрицикловой газификацией, в которую входят: газовая турбина M701F4, котел-утилизатор П-132, паровая турбина SST-3000, газогенератор и воздушный котел. В качестве топлива используется бурый уголь бородинского месторождения.

В проекте произведен тепловой расчет газогенератора и ГТУ, расчет тепловой схемы с трехконтурным котлом - утилизатором, укрупненный расчет проточной части паровой турбины, В результате которых определены технико-экономические показатели двух энергоблоков.

Определены габаритные размеры котла-утилизатора и воздушного котла, произведен выбор вспомогательного оборудования, рассчитаны выбросы в атмосферу.

Экономическая часть проекта содержит расчёт себестоимости единиц электроэнергии проектируемой ПГУ-КЭС. Произведён расчёт срока окупаемости предлагаемого проекта, который составляет 9 лет и 5 месяцев.

По окончании расчетов выполнены чертежи: принципиальная тепловая схема блока, генеральный план, разрез главного корпуса, принципиальная схема газификации, газификатор, продольный разрез котла-утилизатора, газотурбинной установки и паровой турбины. Чертежи выполнены на формате А1.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

ВК – Воздушный котел
ГГ – Газогенератор
ГПК – Газовый подогреватель конденсата
ГТ – Газовая турбина
ГТУ – Газотурбинная установка
ДК – дожимной компрессор
ИВД – Испаритель высокого давления
ИНД – Испаритель низкого давления
ИСД – Испаритель среднего давления
К – Конденсатор
КМ – Компрессор
КН – Конденсатный насос
КПД – Коэффициент полезного действия
КС – Камера сгорания
КУ – Котёл – утилизатор
ОВК – Объединенный вспомогательный корпус
ПДВ – Подогреватель дутьевого воздуха
ПГУ – Парогазовая установка
ПН – Питательный насос
ПП – Промежуточный пароперегреватель
ППВД – Пароперегреватель высокого давления
ППНД – Пароперегреватель низкого давления
ППСД – Пароперегреватель среднего давления
ПТ – Паровая турбина
ПТС – Принципиальная тепловая схема
ПТУ – Паротурбинная установка
ПЦВ – Подогреватель циклового воздуха
ХОВ – Химически очищенная вода
ЦВД – Цилиндр высокого давления
ЦНД – Цилиндр низкого давления
ЧДД – Чистый дисконтированный доход
ЧДДНИ – Чистый дисконтированный доход нарастающим итогом
ЭВД – Экономайзер высокого давления
ЭГ – Электродгенератор
ЭСД – Экономайзер среднего давления

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Схема территориального планирования Российской Федерации в области энергетики. Утверждена распоряжением Правительства Российской Федерации от 1 августа 2016 г. № 1634-р.
- 2 Цанев, С.В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций : учеб. пособие / С. В. Цанев, В. Д. Буров, А. Н. Ремезов. – Москва : МЭИ, 2002. – 584 с.
- 3 Рыжков, А. Ф. Гибридные ПГУ на твердом топливе / А. Ф. Рыжков [и др.] // Энергетик. – 2014. – № 12. – С. 12-16.
- 4 Подборский, Л. Н. Газотурбинные и парогазовые установки электростанций : метод. пособие / Л. Н. Подборский. – Красноярск : СФУ, 2015. – 53 с.
- 5 Подборский, Л. Н. Турбины тепловых и атомных электростанций : метод. пособие / Л. Н. Подборский. – Красноярск : СФУ, 2011. – 154 с.
- 6 Микула, В. А. Анализ возможности создания системы нагрева воздуха для ПГУ с внутрицикловой газификацией твердого топлива / В. А. Микула, А. Ф. Рыжков, Н. В. Вальцев // Теплоэнергетика. – 2015. – № 11. – С. 9–14.
- 7 Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (тепловой расчет парового котла): учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. – 96 с.
- 8 Приказ ФАС России от 23.12.2016 N 1839/16 (ред. от 17.02.2017) "Об утверждении цен (тарифов) на электрическую энергию (мощность), поставляемую...»
- 9 Астраханцева, И.А. Экономика и управление энергетическими предприятиями. Оценка экономической эффективности инвестиций в энергетические объекты : учеб. пособие / И. А. Астраханцева, Л. В. Голованова, М. В. Зубова. – Красноярск : СФУ, 2014.
- 10 Расчет содержания вредных веществ в дымовых газах при проектировании котлов и энергетических установок : Методические указания по дипломному проектированию для студентов специальности 1005, 1007 / Сост. С.М. Куликов, Е.А. Бойко; КГТУ. Красноярск, 1995. 32 с.
- 11 Ривкин, С.Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – Москва : Энергия, 1980. – 425 с.
- 12 Использование твёрдых топлив для эффективного и экологически чистого производства электроэнергии и тепла : сб. докл. III Международной науч-но-технической конференции / под общ. ред. канд. техн. наук Г.А. Рябова. – Москва : ОАО «ВТИ», 2016. – 332 с.
- 13 Акользин, П. А. Водный режим паротурбинных блоков сверхкритических параметров / П. А. Акользин, Т. Х. Маргулова, О. И. Мартынова. – Москва : Энергия, 1972.
- 14 Эффективность угольных парогазовых установок / А. Ф. Рыжков [и др.] // Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2009. – № 3.

15 Рыжков, А. Ф. Обзор индустрии мировой газификации / А.Ф. Рыжков, В. Е. Силин // Энергетика за рубежом. Приложение к журналу «Электрические станции». – 2008. – № 3-4. – С. 13-20.

16 Ольховский, Г. Г. Разработка отечественной ПГУ с газификацией угля / Г. Г. Ольховский, С. И. Сучков, П. А. Березинец, А. Н. Елихин // Теплоэнергетика. – 2010. – №2. – С. 19-26.